



Etude du revêtement des cavités minées dans un stockage adiabatique d'air comprimé

Anis El Murr

► To cite this version:

Anis El Murr. Etude du revêtement des cavités minées dans un stockage adiabatique d'air comprimé. Sciences de la Terre. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2015. Français. NNT : 2015ENMP0065 . tel-03118525

HAL Id: tel-03118525

<https://pastel.hal.science/tel-03118525>

Submitted on 22 Jan 2021

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.

École doctorale n° 398 :
Géosciences, Ressources Naturelles et Environnement

Doctorat ParisTech

THÈSE

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École nationale supérieure des mines de Paris

Spécialité “ Techniques et Economie de l'Exploitation du Sous-sol ”

présentée et soutenue publiquement par

Anis EL MURR

le 22 Décembre 2015

Thèse confidentielle

(date de fin de confidentialité 22/12/2020)

Etude du revêtement des cavités minées dans un stockage adiabatique d'air comprimé

Directeur de thèse : **Michel TIJANI**

Co-encadrement de la thèse : **Faouzi HADJ-HASSEN**

Jury

M. Jacques PIRONON , Directeur de Recherches CNRS, GéoRessources, Université de Lorraine	Rapporteur
M. Ahmad POUYA , Professeur, IFSTTAR/UR Navier/CERMES, Ecole des Ponts ParisTech	Rapporteur
M. Pierre BEREST , Directeur de Recherches, LMS, Ecole polytechnique	Examineur
M. Michel TIJANI , Directeur de Recherches, Centre de Géosciences, MINES ParisTech	Examineur
M. Faouzi HADJ-HASSEN , Docteur, Centre de Géosciences, MINES ParisTech	Examineur
M. Jean-François FOURMIGUE , Ingénieur, CEA DRT/LITEN/DTBH, Grenoble	Examineur
M. Lionel NADAU , Docteur, ENGIE/DRT/CRIGEN, Saint Denis	Examineur

MINES ParisTech

Centre de Géosciences

35 rue Saint Honoré, 77305 Fontainebleau, France

Remerciements

Cette thèse a été effectuée au centre de Géosciences de MINES ParisTech, au sein de l'équipe : Géologie de l'ingénieur et Géomécanique. Je consacrerai les prochaines lignes à l'expression de ma gratitude envers toutes les personnes qui ont contribué à ce travail, que ce soit d'une façon directe ou indirecte.

Mes premiers remerciements vont à mon co-encadrant de thèse Faouzi Hadj-Hassen qui m'a témoigné son soutien et sa confiance, et qui m'a prodigué un enseignement éclairé et rigoureux durant toutes les phases de la thèse. Un remerciement à mon directeur de thèse Michel Tijani qui m'a aidé et encouragé tout au long de mon travail de recherche. J'ai grandement bénéficié de ses conseils et observations, pour mener à bien cette recherche. Je tiens à remercier aussi Ahmed Rouabhi qui m'a toujours accompagné, et m'a tellement appris de son expertise sur la thermodynamique des milieux continus. Leur compétence, leur rigueur scientifique et leur clairvoyance m'ont beaucoup appris.

Je voudrais exprimer ma reconnaissance envers le Directeur du Centre de Géosciences, Hédi Sellami, pour m'avoir accueilli au sein du Centre en vue de préparer ma thèse.

Je tiens à remercier Pierre Berest pour m'avoir fait l'honneur d'être Président du jury. Je remercie également mes rapporteurs Jacques Pironon et Ahmed Pouya qui ont corrigé ce travail et y ont apporté leurs commentaires précieux. Merci aussi aux examinateurs Jean-François Fourmigué et Lionel Nadau pour avoir accepté de relire mon travail et de l'examiner.

J'adresse toute ma gratitude aux chercheurs, secrétaires, doctorants, stagiaires du centre de Géosciences qui savent si bien rendre le travail agréable par leur bonne humeur. Je remercie également tous les ingénieurs et les chercheurs de nos partenaires industriels pour leur apport scientifique et leurs remarques pertinentes durant les réunions du projet SEARCH.

Mention spéciale à tous les membres de ma famille qui ont su être avec moi chaque jour, malgré la distance qui sépare la France du Liban. Je remercie essentiellement ma mère pour son soutien et ses encouragements. Elle m'a toujours poussé à aller au-delà de mes limites pour réaliser mes projets, et je ne la remercierai jamais assez pour tout ce qu'elle a fait pour moi.

Enfin, les mots les plus simples étant les plus forts, un remerciement ultime à ma partenaire de vie Leyla. Sans son aide, ce mémoire aurait pu ne jamais, mais vraiment jamais, voir le jour.

Résumé

L'utilisation des énergies fossiles pour la production de l'électricité entraîne des émissions massives de gaz carbonique dans l'atmosphère qui amplifient l'effet de serre et polluent fortement l'environnement. Face à ce problème, il est nécessaire d'augmenter substantiellement cette production à partir d'énergies renouvelables (éolienne, solaire...). Or, ces sources sont marquées par un caractère intermittent qui induit un risque important d'instabilité du réseau. La mise en œuvre d'installations de stockage flexibles et performantes apparaît alors comme un des éléments de réponse parmi les plus pertinents pour réguler la production d'électricité et la rendre synchrone à la demande.

Les nombreuses études effectuées pour comparer les différentes technologies de stockage en masse ont montré que les systèmes CAES fonctionnant par stockage d'air comprimé (Compressed Air Energy Storage) sont parmi les plus intéressants. Le principe consiste à stocker l'air comprimé dans des cavités souterraines et au besoin, l'air est détendu dans des turbines pour produire de l'électricité. Dans ce type de systèmes, l'énergie de compression est perdue et le préchauffage de l'air à l'aspiration des turbines de détente est nécessaire. Il en résulte une émission de CO₂ et un rendement faible de l'ordre de 50%. Une solution pour pallier ces deux inconvénients consiste à développer un système appelé AA-CAES (Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage). Dans ce système, la chaleur de compression est récupérée et stockée dans un régénérateur thermique. Cette chaleur est restituée par l'air avant la détente dans la turbine, ce qui permet d'augmenter le rendement à 70%.

Le régénérateur thermique subit des chargements cycliques importants avec des températures qui peuvent atteindre 600°C et des pressions allant jusqu'à 15 MPa. L'un des enjeux principaux dans la conception de cet ouvrage réside dans la mise en œuvre d'un revêtement capable d'assurer les trois fonctions suivantes : la stabilité pendant toute la durée d'exploitation du stockage, l'isolation moyennant des pertes thermiques admissibles et enfin l'étanchéité du système. La présente thèse est une contribution à la recherche du bon choix du revêtement.

Pour bien aborder ce sujet, il est nécessaire de décrire, dans la gamme des températures et des pressions envisagées, les comportements thermique, hydraulique et mécanique de tous les matériaux impliqués dans un régénérateur souterrain creusé dans une roche cristalline de type granitique. Ces matériaux peuvent être classés en trois groupes: les matériaux constitutifs du revêtement (briques isolantes, bétons réfractaires, liner métallique...), les géomatériaux classiques (granite, béton) et l'air humide aspiré lors de la phase de compression. Ce travail a été réalisé en se basant soit sur la littérature, pour les géomatériaux classiques qui ont fait l'objet de nombreux travaux de recherche, soit en mettant en œuvre en laboratoire un programme d'essais spécifiques pour les nouveaux matériaux prévus pour assurer la fonction d'isolation. La campagne d'essais a permis entre autres d'étudier les effets du cyclage hydrostatique et de la température sur les propriétés de ces matériaux. Pour l'air humide dont le comportement thermodynamique est mal connu dans la gamme des températures et des pressions évoquées, un nouveau modèle théorique a été développé.

La conception et le dimensionnement des revêtements des ouvrages souterrains nécessitent l'utilisation de modèles numériques adaptés. A partir d'une synthèse bibliographique et des résultats sur les propriétés des matériaux, un modèle thermo-hydro-mécanique a été développé pour un milieu poreux déformable saturé avec un fluide compressible. Ce modèle permet de rendre compte des mécanismes importants souvent non quantifiés et qui peuvent affecter significativement le comportement de la structure : chaleur de compression, chaleur provenant de la convection thermique et variation des propriétés des matériaux en fonction de la pression et de la température.

L'intégration de ce modèle dans un logiciel de calcul de structures par éléments finis a permis d'examiner plusieurs configurations de revêtement et d'étudier l'effet des mécanismes de couplage sur le champ de température et sur la stabilité mécanique.

La complexité des problèmes abordés dans un régénérateur et les nombreuses hypothèses simplificatrices adoptées dans toutes les étapes d'étude et de recherche (laboratoire, modélisation et conception) nécessitent une validation expérimentale à une échelle réduite avant d'envisager la réalisation d'un site pilote à une échelle industrielle. Dans ce cadre, un prototype d'un régénérateur à échelle réduite combinant pression et température et représentant une paroi réelle a été construit dans le laboratoire LITEN du CEA à Grenoble. Trois éléments principaux ont été définis : les céramiques de stockage de la chaleur, les matériaux isolants et l'enveloppe de l'enceinte pour contenir la pression régnant dans celle-ci.

Tous les essais effectués avec le schéma de revêtement préconisé ont mis en évidence un échauffement de l'isolant surtout dans la partie exposée à de fortes températures. Les différentes tentatives expérimentales menées pour contrôler et garantir une meilleure étanchéité du système n'ont pas permis de résoudre ce problème, mais bien au contraire l'ont confirmé. Des nouvelles modélisations numériques ont alors été mises en œuvre en effectuant notamment une analyse de sensibilité entre la perméabilité de l'isolant et le gradient de pression. Les résultats obtenus montrent que, par effet de convection, il est possible de reproduire les expériences avec une perméabilité différente de celle mesurée en laboratoire.

Il ressort ainsi des essais sur le prototype et des modélisations effectuées que le schéma de revêtement basé sur une structure constituée de briques isolantes poreuses séparées par des joints présente un risque d'étanchéité. Ce risque serait encore plus important dans un régénérateur industriel de grandes dimensions et subissant un cyclage en pression de grande amplitude. L'incertitude sur la durabilité mécanique et chimique des briques au contact des condensats de l'air humide constitue aussi un facteur supplémentaire défavorable à l'utilisation de ce type de revêtement. Un nouveau schéma garantissant l'étanchéité du système avant l'isolation thermique est donc nécessaire.

Abstract

The use of fossil fuels for electricity production causes massive carbon emissions in the atmosphere that amplify the greenhouse effect and heavily pollute the environment. To address this issue, it is necessary to substantially increase the production from renewable energy sources (wind, solar ...). However, these sources have an intermittent character that induces a significant risk of instability on the network. The implementation of flexible and efficient storage facilities appears therefore as one of the response elements among the most relevant to regulate the production of electricity and make it synchronous to the requirement.

The numerous studies conducted to compare the different mass storage technologies have shown that CAES (Compressed Air Energy Storage) are among the most interesting. The principle is to store the compressed air in underground cavities and, when needed, the air is expanded in turbines to generate electricity. In such systems, the compression energy is lost and preheating is required during air expansion. This results in emission of CO_2 and a low efficiency of about 50%. A solution to overcome these drawbacks is to develop a system called AA-CAES (Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage) where the heat of compression is recovered and stored in a thermal regenerator. This heat is restored by the air before expansion in the turbine, leading thus to an increase of the efficiency to 70%.

The thermal regenerator undergoes significant cyclic loading with temperatures that can reach 600°C and pressures up to 15MPa. One of the main issues in the design of this structure lies in the implementation of a special lining capable of performing the following three functions: stability throughout the operating period of storage, insulation with eligible heat losses and finally system leaking. This thesis is a contribution to the search for the right choice of lining.

The first phase of the work was dedicated to the characterization, within the foreseen range of temperature and pressure, of the thermal, hydraulic and mechanical behavior of all materials involved in the underground regenerator excavated in a crystalline granitic rock type. These materials can be categorized into three groups: the materials constituting the lining (insulating bricks, refractory concretes, metallic liner...), the conventional geomaterials (granite, concrete) and the wet air aspirated in the compression phase. This phase was done based on either a literature review, for conventional geomaterials that have been the subject of much research, or by developing a specific laboratory program for the new materials designed to ensure the insulation function. The testing campaign allowed also to study the effects of the hydrostatic cycling and temperature on the properties of these materials. For the wet air whose thermodynamic behavior is not well studied within the mentioned range of temperature and pressure, a new theoretical model was developed.

The lining design of underground caverns requires the use of appropriate numerical models. Based on a literature review and the results obtained regarding the material properties, a thermo-hydro-mechanical model was developed for a deformable porous medium saturated with a compressible fluid. This model can account for important mechanisms often not emphasized and which can significantly affect the behavior of the structure: compression heat, heat from the thermal convection and changes in material properties as a function of pressure and temperature. The integration of this model into a dedicated finite element numerical code allowed to examine several lining

configurations and to study the effect of coupling mechanisms on the temperature field and the mechanical stability.

The complexity of the issues addressed in a thermal regenerator and the many simplifying assumptions adopted in all stages of study and research (laboratory, modeling and design) require experimental validation on a small scale before considering the implementation of a pilot site to an industrial scale. In this context, a prototype of a small scale regenerator combining pressure and temperature representing an actual wall has been built in the LITEN laboratory of CEA in Grenoble. Three main components were identified: the heat storage ceramics, insulating materials of the lining and the external envelope to hold the pressure.

All tests carried out with the proposed lining scheme showed a heating of the insulation in the upper part exposed to high temperatures. The different experimental attempts made to control and ensure a better seal of the system have not solved this problem, but on the contrary confirmed it. New numerical simulations were then implemented in particular performing a sensitivity analysis between the permeability of the insulation and the applied pressure gradient. The results showed that, due to convection, it was possible to reproduce the experiments with a permeability which is different from that measured in laboratory.

It appears thus from the prototype tests and the modeling work that the lining scheme based on a structure consisting of porous insulation bricks separated by joints present a risk of leaks. This risk will be even greater in a large industrial regenerator undergoing large amplitude cycling pressure. The uncertainty on the mechanical and chemical durability of the bricks in contact with the condensates of the humid air constitutes also an additional unfavorable factor for the use of this lining type. A new scheme guaranteeing the tightness of the system before the thermal insulation is needed.

Sommaire

Introduction.....	2
1 Etat de l'art.....	6
1.1 Enjeux du stockage d'électricité.....	6
1.2 Technologies de stockage existantes	8
1.2.1 <i>Station de Transfert d'Energie par Pompage (STEP)</i>	9
1.2.2 <i>Compressed Air Energy Storage (CAES)</i>	9
1.2.3 <i>Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage (AA-CAES)</i>	12
1.3 Stockage de gaz naturel et d'air comprimé dans des cavités minées revêtues.....	13
1.3.1 <i>Stockage de gaz naturel</i>	13
1.3.2 <i>Stockage d'air comprimé</i>	15
1.4 Le projet SEARCH.....	17
1.4.1 <i>Objectifs du projet</i>	17
1.4.2 <i>Aspects techniques du projet</i>	18
1.4.3 <i>Position de la thèse dans le projet SEARCH</i>	25
2 Etude du comportement des matériaux.....	27
2.1 Caractérisation des géomatériaux classiques.....	27
2.1.1 <i>Comportement du granite</i>	28
2.1.2 <i>Comportement du béton classique</i>	31
2.1.3 <i>Synthèse</i>	33
2.2 Etude expérimentale des matériaux de revêtement	34
2.2.1 <i>Les matériaux choisis</i>	35
2.2.2 <i>Programme expérimental</i>	36
2.2.3 <i>Préparation des échantillons</i>	47
2.2.4 <i>Analyse des résultats</i>	48
2.2.5 <i>Synthèse de l'étude expérimentale</i>	62
2.3 Loi d'état de l'air humide	63
2.3.1 <i>Synthèse bibliographique des lois d'état de l'air humide</i>	63
2.3.2 <i>Modèle proposé du système « Air sec-Eau »</i>	63
2.3.3 <i>Modèle simplifié</i>	71

2.3.4	Synthèse.....	73
2.4	Conclusion	73
3	Modélisation thermo-hydro-mécanique.....	76
3.1	Synthèse bibliographique	76
3.2	Modèle mathématique	78
3.2.1	Système d'équations	78
3.2.2	Intégration du modèle mathématique dans COMSOL-MULTIphysics.....	80
3.3	Chargement des structures.....	81
3.3.1	Problèmes thermodynamiques liés au stockage de l'air dans la cavité.	81
3.3.2	Chargement dans les régénérateurs	87
3.3.3	Optimisation des régénérateurs.....	88
3.4	Schémas de revêtements des régénérateurs	89
3.4.1	Principe général du choix du revêtement	89
3.4.2	Expériences de revêtements lors du stockage de la chaleur.....	91
3.5	Dimensionnement du revêtement	93
3.5.1	Simulations 1D.....	93
3.5.2	Calcul découplé	96
3.5.3	Calcul couplé	97
3.6	Conclusion	106
4	Prototype d'un régénérateur	109
4.1	Description du prototype d'essais	110
4.1.1	Construction du prototype et préparation de l'expérimentation.....	110
4.1.2	Instrumentation mise en œuvre	114
4.2	Paramètres de l'expérimentation.....	116
4.2.1	Définition des sollicitations thermiques.....	116
4.2.2	Dimensionnement des briques isolantes	118
4.2.3	Prise en compte des joints entre les briques.....	121
4.3	Essais sur le prototype	124
4.3.1	Présentations des essais réalisés	124
4.3.2	Analyse des mesures de température	126
4.3.3	Analyse des phénomènes observés.....	128
4.4	Modélisation numérique	131

4.4.1	<i>Modélisation avec l'approche du milieu continu</i>	131
4.4.2	<i>Modélisation avec l'approche du milieu discontinu</i>	133
4.4.3	<i>Influence de la perméabilité, du gradient de pression et de la viscosité</i>	135
4.4.4	<i>Validation de la modélisation numérique par l'approche continue.....</i>	139
4.5	Conclusion	146
	Conclusion générale et perspectives	149
	Annexe 1 : Calcul des profondeurs et des espacements des cavités	153
	Annexe 2 : Modélisation du revêtement des cavités de stockage (LRC et TES)	157
	Références bibliographiques	171

Introduction

La dépendance énergétique des sources d'énergie renouvelable ou nucléaire présente un problème majeur qui se manifeste par le fait que l'offre et la demande ne sont pas toujours synchrones : les énergies renouvelables ont un caractère intermittent (l'énergie éolienne ou solaire n'est pas toujours suffisante pour satisfaire les besoins au moment des heures de pointe), et la production nucléaire est non modulable et donc ne peut pas supporter les fluctuations journalières de la production et de la consommation électrique.

La mise en œuvre d'installations de stockage, flexibles et performantes, apparaît alors comme un élément de réponse parmi les plus pertinents. L'électricité est stockée lorsque la demande est faible, puis restituée pendant les heures de pic de demande pour combler le manque. Ce mécanisme entraîne aussi un gain économique dû à la différence du prix de l'énergie entre les heures pleines et les heures creuses.

Plusieurs technologies ont été développées pour stocker de l'énergie à grande échelle dont les plus intéressantes en terme de puissance et de quantité d'énergie stockée sont : les Stations de Transfert d'Energie par Pompage (STEP) et les systèmes fonctionnant par stockage d'air comprimé (CAES : Compressed Air Energy Storage).

Les STEP sont des installations hydroélectriques composées de deux bassins situés à des altitudes différentes. Elles permettent de stocker de l'énergie en pompant l'eau du bassin inférieur vers le bassin supérieur lorsque la demande électrique est faible. Lorsque la demande électrique augmente, elles restituent de l'électricité sur le réseau en turbinant l'eau du bassin supérieur. Ces installations nécessitent des topographies appropriées qui sont de plus en plus rares et en plus elles ont un impact sur l'écosystème, ce qui limite fortement leur potentiel de développement, surtout en Europe de l'Ouest.

Dans le CAES, il s'agit de remplir de grandes cavités souterraines avec de l'air comprimé, en utilisant l'énergie électrique excédentaire, et de récupérer sous forme d'électricité, en cas de besoin, l'énergie obtenue par la détente de la masse d'air. Ce système souffre de deux limites : la perte de la chaleur produite lors de la phase de compression de l'air et le besoin d'un nouvel apport énergétique pour réchauffer l'air lors de la phase de décompression. Cela se traduit par un rendement faible et par l'émission de CO₂. Le stockage avancé d'énergie par compression adiabatique d'air (Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage, AA-CAES) constitue une amélioration significative du système en permettant, avec la récupération de la chaleur de compression dans un régénérateur thermique, de fonctionner sans apport d'énergie extérieur et d'améliorer le rendement électrique de l'installation. Cette technologie est plus avantageuse en termes de rendement et de performance environnementale.

Cette thèse est réalisée en soutien au projet national SEARCH (Stockage d'Electricité par Air comprimé avec Récupération de la CHaleur de compression) et dont l'objectif est de développer le concept du stockage avancé d'énergie par compression adiabatique d'air. Ce projet est cofinancé par l'ANR (Agence Nationale pour la Recherche) et vise à maîtriser les aspects mécaniques et thermiques d'un stockage souterrain d'énergie de type AA-CAES dans des cavités minées. Il réunit deux partenaires industriels, GDF SUEZ et Saint-Gobain, et deux partenaires de recherche, MINES-Paristech/Armines et le CEA/LITEN.

Le stockage adiabatique de l'air comprimé dans un régénérateur thermique s'accompagne du développement de fortes sollicitations cycliques en température et en pression (température variant entre 8 et 600 °C et pression, entre 3 et 15 MPa). A ce jour, aucun projet de stockage réunissant l'ensemble de ces critères n'a été expérimenté. Les cavités minées testées pour le stockage de gaz naturel ou d'air comprimé ont opéré avec de fortes pressions, mais à des températures ne dépassant pas 60 °C. Leur revêtement est constitué d'un liner métallique pour assurer l'étanchéité et d'un béton classique pour garantir le soutènement et la transmission des efforts à la roche hôte. Les calculs thermomécaniques élémentaires montrent qu'un tel schéma de revêtement n'est pas compatible avec les sollicitations extrêmes de pression et de température que subit le régénérateur.

Ainsi, la superposition de ces deux sollicitations dans une cavité souterraine nécessite la mise en œuvre d'un revêtement spécifique qui permet d'assurer non seulement la stabilité pendant toute la durée d'exploitation du système de stockage, mais aussi l'étanchéité ainsi que l'isolation moyennant des pertes thermiques admissibles. Ce point constituera l'axe principal autour duquel va s'articuler cette thèse : étudier les aspects thermodynamiques et géomécaniques liés au stockage adiabatique de l'air comprimé en souterrain dans le but de dimensionner le revêtement des cavités minées.

Ce mémoire de thèse comprend quatre chapitres principaux et se termine par des conclusions et des perspectives. Dans le **chapitre 1**, nous présentons le contexte général du stockage d'électricité ainsi qu'une synthèse bibliographique sur les différentes techniques existantes (STEP, CAES 1ère et 2ème génération) en mettant en évidence les avantages et les inconvénients de chaque technique. Les différentes expériences de stockage souterrain de gaz naturel ou de l'air comprimé sont décrites afin de faire le bilan sur l'état de l'art et les conditions dans lesquelles ces expériences ont été réalisées par rapport à l'application qui nous intéresse. Le projet SEARCH, ses objectifs, son organisation et ses différents aspects techniques sont par la suite présentés. A la fin de ce chapitre, nous discutons des aspects scientifiques liés au stockage adiabatique de l'air comprimé qui seront traités dans cette thèse ainsi que de la méthodologie suivie pour les aborder.

La première partie du **chapitre 2** est consacrée à l'étude du comportement thermo-hydro-mécanique des matériaux constituant le revêtement ainsi que de la roche hôte (granite). En se basant sur la littérature, les travaux effectués sur les géomatériaux classiques (roche hôte et béton) sont synthétisés. La deuxième partie traite les matériaux du revêtement spécifique du régénérateur. Ces matériaux étant nouveaux, une campagne d'essais s'est avérée nécessaire pour les caractériser sous les conditions de stockage (haute température, haute pression et cyclage). Les dispositifs et les procédures utilisées pour mesurer les propriétés hydrauliques, mécaniques, poroélastiques et thermomécaniques sont décrits et les résultats obtenus sont analysés et interprétés. Dans la dernière partie de ce chapitre, nous présentons une analyse de l'effet de la rhéologie de l'air sur son comportement avec sa représentation, dans un premier temps par un gaz parfait, puis en considérant qu'il est sec avant de prendre en l'humidité. En l'absence d'un modèle approprié dans la littérature, une nouvelle loi de comportement de l'air humide à haute température et à haute pression est développée.

Dans le **chapitre 3**, nous abordons la conception et le dimensionnement des revêtements des ouvrages souterrains du système de stockage. Tout d'abord, une synthèse des modèles thermo-hydro-mécaniques développés dans la littérature est présentée avant d'introduire la formulation appropriée au cas d'un milieu poreux déformable saturé par l'air. Les différents mécanismes souvent négligés dans la littérature sont analysés, en particulier on cite la convection, la chaleur de compression, la variation des propriétés des matériaux avec la température et la pression... Dans la deuxième partie de ce chapitre, les différentes configurations envisagées pour le revêtement des régénérateurs sont

décrites en expliquant les avantages et les inconvénients de chacune d'entre elles. Le chargement appliqué en température et en pression est ensuite présenté et les résultats des calculs numériques sont analysés en justifiant l'importance de chaque mécanisme de couplage. A la fin de ce chapitre, une comparaison est effectuée entre les résultats du modèle proposé et les résultats obtenus avec un modèle thermo-hydro-mécanique simple.

Dans le **chapitre 4**, nous présentons le prototype de régénérateur à échelle réduite conçu et réalisé au laboratoire LITEN du CEA à Grenoble. Le but de ce prototype est de valider expérimentalement la tenue mécanique et les échanges thermiques de la paroi et de tester les différentes configurations de revêtements préconisées face à des sollicitations cycliques en température et en pression. Le chapitre commence par une description du prototype, de l'instrumentation mise en œuvre, des sollicitations thermiques et mécaniques retenues et du programme d'essais envisagé. Les calculs préliminaires ayant montré la nécessité de disposer le revêtement isolant sous formes de briques pour permettre les dilatations thermiques, une étude de dimensionnement de ces briques a été conduite avec notamment la mise en évidence de l'effet des joints sur la stabilité mécanique de la structure. Les essais réalisés sur le prototype sont alors présentés et les phénomènes observés et les résultats obtenus analysés. La dernière partie du chapitre est consacrée à une série de modélisations numériques menée à la fois avec l'approche du milieu continu et l'approche du milieu discontinu pour interpréter les résultats expérimentaux.

Chapitre 1

Etat de l'art

Le stockage d'énergie, sous forme d'air comprimé, est une des solutions les plus prometteuses pour réguler la production de l'électricité. La maîtrise de ce stockage est importante pour valoriser les énergies alternatives, telles que l'éolien ou le solaire, qui sont des énergies renouvelables mais de nature intermittente, et pour valoriser aussi l'énergie fournie par les centrales nucléaires dans les heures creuses. Le principe repose sur l'utilisation de l'électricité fournie par les 2 sources citées ci-dessus (renouvelable et nucléaire) pour comprimer l'air et le stocker ; puis, à l'heure de pointe, le chauffer et le libérer dans des turbines pour reproduire de l'électricité. La technique classique pour stocker l'air comprimé est le CAES (Compressed Air Energy Storage). Cette technique a un faible rendement et utilise l'énergie fossile pour préchauffer l'air avant sa détente dans des turbines. Une technique plus développée, appelée AA-CAES (Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage), consiste à stocker la chaleur de l'air comprimé à la sortie du compresseur et la réutiliser pour réchauffer cet air avant sa détente dans la turbine. Cette technique est plus avantageuse en termes de rendement et de performance environnementale. L'objectif principal de ce mémoire est d'étudier certains aspects liés à la conception et la construction de ce système de stockage.

Dans ce premier chapitre, nous présentons l'état de l'art sur le stockage d'électricité, et nous comparons brièvement les différentes techniques existantes (STEP : Stations de Transfert d'Energie par Pompage, CAES 1^{ère} et 2^{ème} génération). Nous discutons ensuite des avantages et des inconvénients de chaque technique. Par la suite, nous présentons une synthèse bibliographique sur les différentes expériences de stockage souterrain qui ont été réalisées que ce soit pour des applications de stockage de gaz naturel ou pour le stockage de l'air comprimé. Ensuite, nous présentons le projet SEARCH (Stockage d'Electricité par Air comprimé avec Récupération de la CHaleur de compression), ses objectifs, son organisation et ses différents aspects techniques (sites géologiques, profondeurs des cavités, distance entre cavités, techniques d'excavation...). A la fin de ce chapitre, nous discutons des aspects scientifiques liés au stockage adiabatique de la chaleur et de l'approche utilisée dans ce mémoire pour aborder ces problématiques.

1.1 Enjeux du stockage d'électricité

La découverte des énergies fossiles au 19^{ème} siècle a permis le développement industriel à grande échelle dans certaines régions du monde (Weisz, 2004 [1]). Depuis, la consommation de ces énergies a beaucoup augmenté. En 2007, 70% de l'énergie produite dans le monde était d'origine fossile (International Energy Agency, 2009). Aujourd'hui, cette énorme consommation de combustibles fossiles est à l'origine d'un déséquilibre important du cycle de carbone, ce qui provoque une augmentation de la concentration de gaz à effet de serre dans l'atmosphère terrestre et, par voie de conséquence, entraîne des changements climatiques. De plus, ce type d'énergie est non-renouvelable ; au rythme de consommation actuelle, son épuisement doit être envisagé.

Face à ce problème, la réduction des gaz à effet de serre est un élément fondamental. Il est alors nécessaire d'augmenter substantiellement la production d'électricité à partir d'énergies renouvelables (éolienne, solaire...) ou de l'énergie nucléaire.

En France, le Grenelle de l'environnement a défini son programme en matière d'énergies renouvelables sur les volontés de la commission européenne, l'objectif étant d'utiliser à hauteur de 20% les sources d'énergies renouvelables dans la consommation d'énergie en France et en Europe d'ici 2020.

Afin de réguler la production d'électricité, celle-ci doit être synchronisée à la demande. Deux problèmes majeurs se posent dans ce cas :

- Le caractère stochastique de l'énergie renouvelable : l'énergie éolienne ou solaire n'est pas toujours suffisante pour satisfaire les besoins au moment des heures de pointe.
- La production nucléaire, non modulable, ne peut pas supporter les fluctuations journalières de la production et de la consommation électrique.

La Figure 1.1 illustre la répartition journalière des moyens de production d'électricité en France.

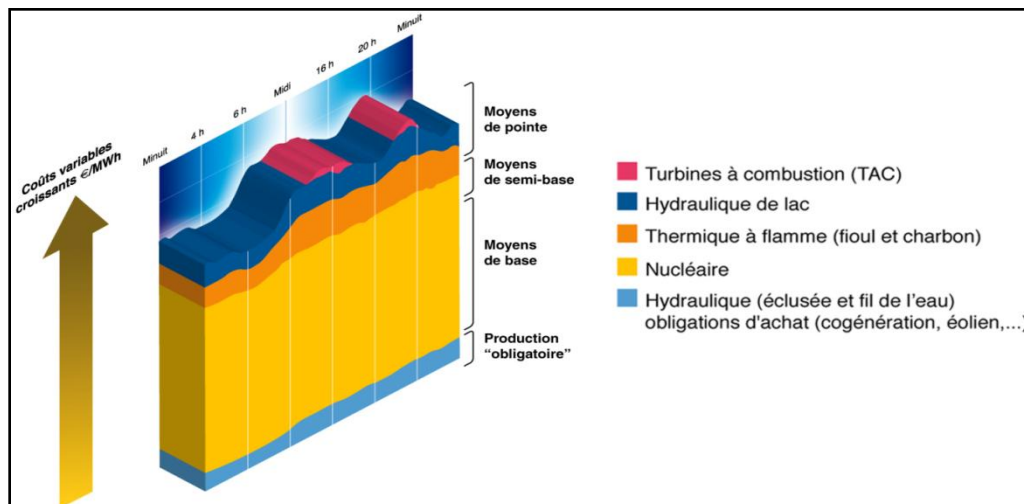


Figure 1.1 : Empilement des moyens de production en France : exemple d'une journée de forte consommation en hiver (EDF 2010)

L'adaptation de la production à la consommation de manière instantanée peut alors se faire via :

- une surproduction systématique (non viable économiquement)
- une production d'énergie d'appoint d'origine fossile (non souhaitable écologiquement)
- une capacité de stockage à court terme (journée) absorbant les variations de production et de consommation.

La mise en œuvre d'installations de stockage, flexibles et performantes, apparaît alors comme un des éléments de réponse à cette problématique, parmi les plus pertinents. Le stockage représente également un levier économique important compte tenu du fonctionnement du marché de l'électricité dont le prix varie au cours de la journée suivant le principe économique de base entre l'offre et la demande. Généralement, le prix baisse quand la demande baisse (la nuit) et augmente quand la demande augmente (le jour). Les revenus proviennent de l'écart constaté entre les prix de l'électricité en heures pleines et ceux en heures creuses. Cette dualité entre besoin technique et opportunité

économique crée ainsi un contexte particulièrement favorable au déploiement de solutions de stockage d'énergie à grande échelle.

1.2 Technologies de stockage existantes

Actuellement, le stockage de l'électricité peut prendre différentes formes. Sa forme la plus répandue est la batterie, mais celle-ci n'est pas adaptée au stockage d'énergie en quantités importantes étant donné que le coût de production par unité de stockage est trop important.

Plusieurs comparaisons ont été faites entre les différentes technologies de stockage (EPRI and U.S. Department of Energy, 2003 ; Kondoh, 2000 [2]; Ibrahim, 2008 [3]) avec comme critères : la puissance, le temps de réponse et le coût. Ces comparaisons ont montré que les meilleurs technologies sont les Stations de Transfert d'Énergie par Pompage (STEP) et les systèmes fonctionnant par stockage d'air comprimé (CAES : Compressed Air Energy Storage). La Figure 1.2 présente les différents moyens de stockage d'électricité en fonction de leur temps de décharge et de leur puissance.

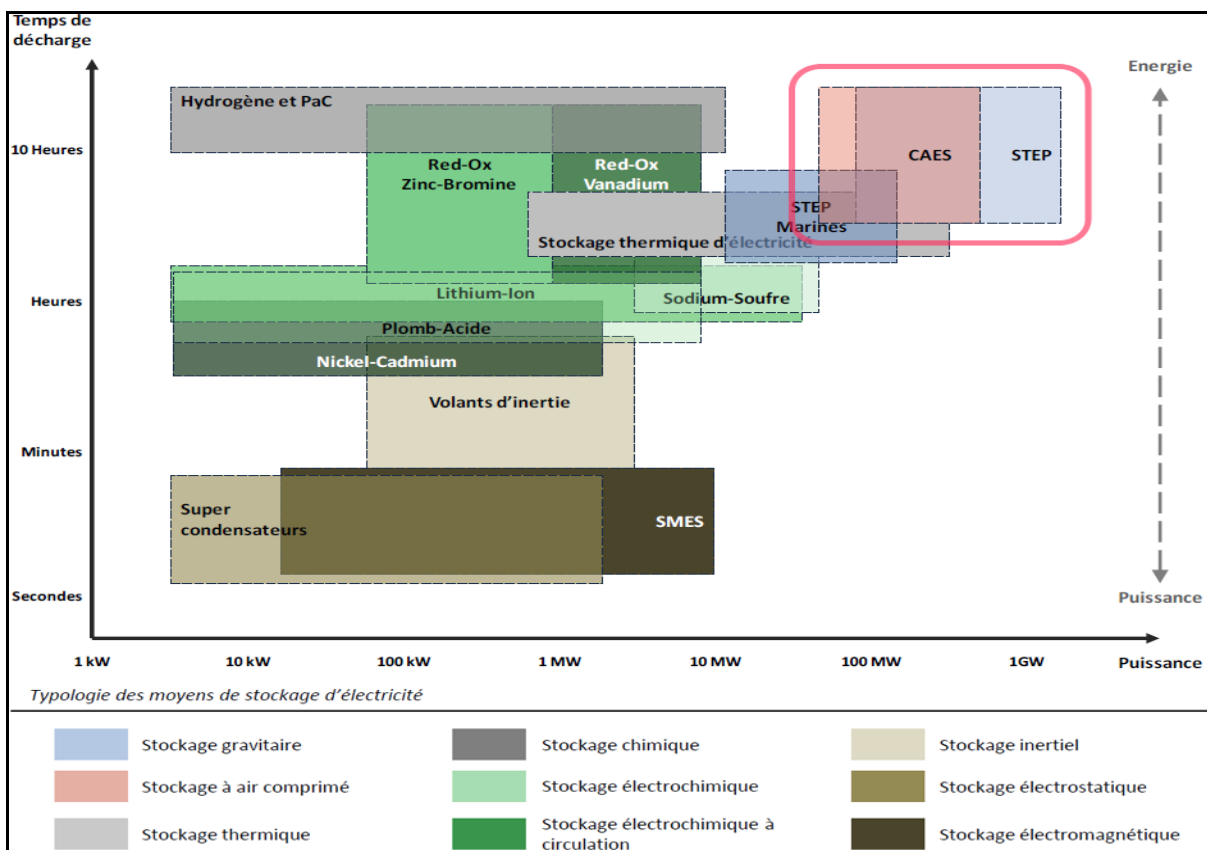


Figure 1.2 : Cartographie des moyens de stockage stationnaire d'électricité selon leur temps de décharge et leur puissance (ENEA Consulting, 2012)

1.2.1 Station de Transfert d'Énergie par Pompage (STEP)

L'utilisation de l'énergie potentielle pour stocker l'électricité est la plus ancienne technologie de stockage à grande échelle. La première centrale hydroélectrique a été construite en 1892 à Zurich en Suisse (Roberts, 2009 [4]). De nos jours, ces technologies produisent plus de 100 GW, ce qui constitue 3 % de la production de l'électricité mondiale (Roberts, 2009 [4]; Electricity Storage Association, 2010). Le système sert à transférer l'eau entre deux bassins situés à des altitudes différentes. Lors de périodes de surproduction d'électricité, l'eau du bassin inférieur est pompée dans le bassin supérieur (Figure 1.3). Lorsque le marché connaît un déficit de production électrique, la circulation de l'eau s'inverse. La pompe se transforme en turbine et restitue l'énergie potentielle de l'eau sous forme électrique (Figure 1.3). Le rendement des STEP est relativement élevé, entre 70 et 85 % (American Society of Civil Engineers, 1993 [5]). Le développement de cette technologie mature est difficile non seulement parce que les sites présentant des topographies appropriées pour ces installations sont de plus en plus rares (Pickard, 2009 [6]; Succar, 2008 [7]; Giramonti, 1978 [8]), mais aussi en raison de l'impact fort d'une telle installation sur les écosystèmes. Ceci limite fortement leur potentiel de développement, surtout en Europe de l'Ouest.

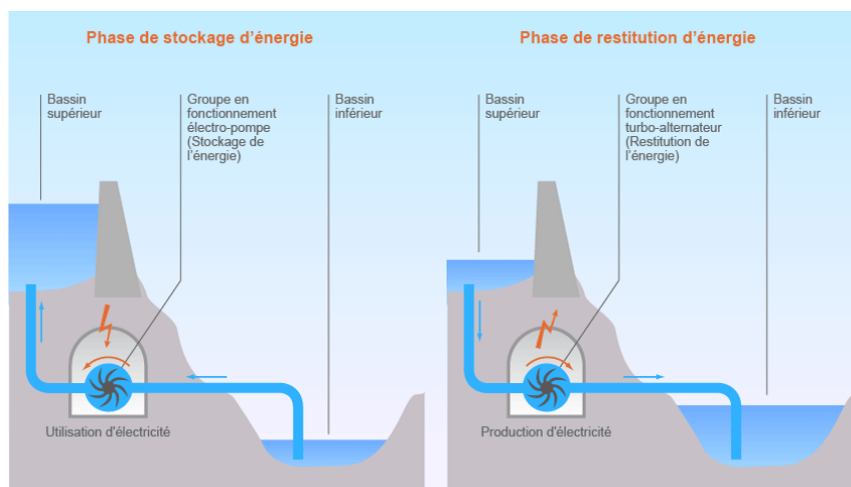


Figure 1.3 : Principe de fonctionnement d'une STEP (www.connaissancedesenergies.org)

Quarante STEP sont ainsi exploitées dans le monde. Pour une puissance additionnelle de 20 GW, d'autres STEP sont en construction. En France, une dizaine de ces stations, dont certaines couplées au parc électronucléaire, sont en service depuis près de trente ans. Elles cumulent une puissance installée de l'ordre de 4 GW électriques.

1.2.2 Compressed Air Energy Storage (CAES)

Le système consiste à utiliser le surplus d'électricité produit pendant les creux de consommation pour comprimer l'air qui sera stocké dans des cavités souterraines. Pendant la phase de compression, l'air est refroidi par des échangeurs mis entre les différents étages du compresseur, ce qui augmente l'efficacité de ce dernier, réduit le volume de l'air et diminue les contraintes thermiques sur les parois de la cavité. L'air est ensuite détendu dans une turbine afin de produire de l'électricité lors des pics de consommation.

1.2.2.1 CAES de première génération

Les CAES de première génération dits 'adiabatiques' ne récupèrent pas la chaleur issue de la compression de l'air, ce qui rend leur rendement électrique faible (entre 30 et 42 %) (Ter-Gazarian, 1994 [9]; Cavallo, 2007 [10]) et sont, en plus, émetteurs de CO₂ puisqu'ils ont besoin de préchauffer l'air à l'aspiration des turbines de détente en utilisant un combustible fossile. Le principe théorique de fonctionnement d'un CAES de première génération est illustré dans la Figure 1.4.

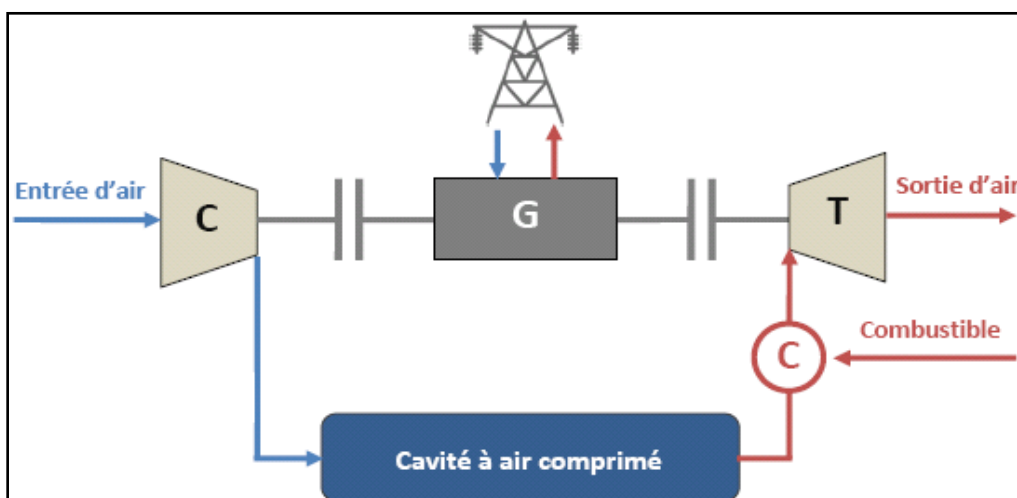


Figure 1.4 : Principe de fonctionnement d'un CAES

Deux CAES commerciaux de première génération sont actuellement exploités dans le monde. Le premier est celui de Huntorf (Figure 1.5), en Allemagne, et garantit, depuis 1978, le démarrage «black start» d'une centrale nucléaire (Succar, 2008 [7]). Ce CAES comprend 2 cavités salines ayant un volume total de 310000 m³. Il fonctionne avec des pressions entre 4,8 et 6,6 MPa (Crotoquio, 2001 [11]) et délivre une puissance de 290 MW. Le deuxième est celui de McIntosh. Il a été construit en 1991 en Alabama, aux Etats-Unis (Figure 1.6). Il comprend une cavité saline de 560000 m³ qui opère à des pressions entre 4,5 et 7,4 MPa, et délivre une puissance de 110 MW (Succar, 2008 [7]).

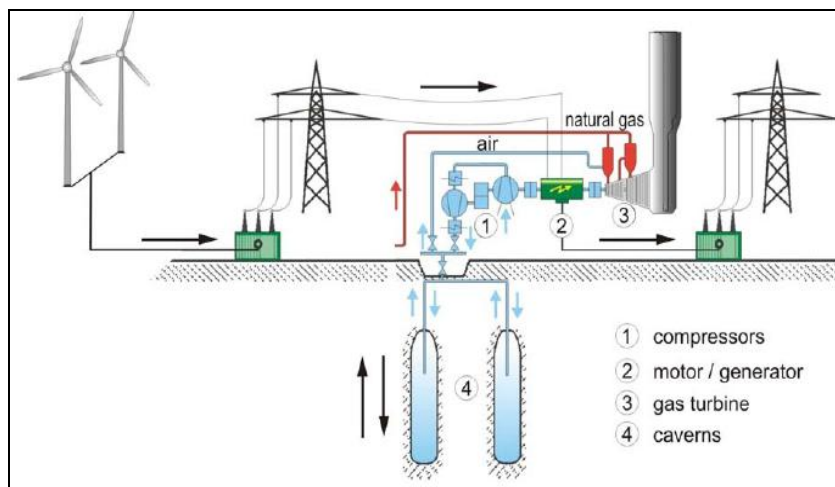


Figure 1.5 : Schéma de principe de la centrale de Huntorf (Crotoquio, 2001 [11])



Figure 1.6 : Photo de la centrale de McIntosh (Samson, 2013 [12])

1.2.2.2 CAES de seconde génération

Une deuxième génération de CAES, dite CAES-GT (**G**as **T**urbine), a été développée pour améliorer le rendement de ces installations. Il s'agit d'un CAES couplé à une centrale à cycle combiné. Les fumées rejetées par la turbine à gaz sont utilisées pour préchauffer le gaz à l'entrée de la turbine de décompression (Figure 1.7). Le rendement d'un tel système peut atteindre 55%. Les CAES-GT les plus performants ne permettent toutefois pas de descendre en dessous de 270 kg de CO₂ par MW électrique produit. Ils ne satisfont pas les exigences européennes en matière de performances énergétiques, économiques et environnementales. De plus, le faible rendement de ces installations rend leur faisabilité économique plus incertaine.

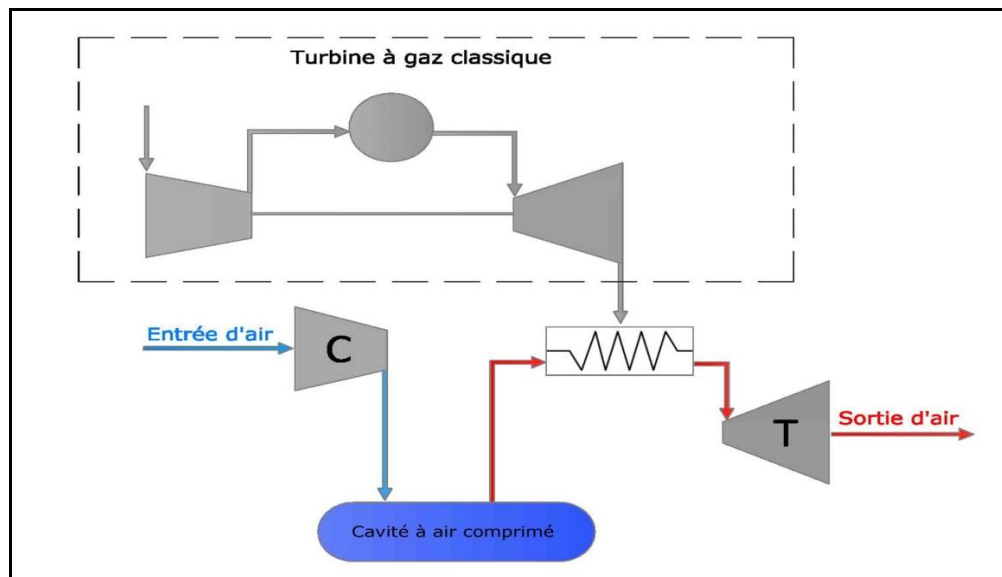


Figure 1.7 : Principe de fonctionnement d'un CAES-GT

1.2.3 Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage (AA-CAES)

Une des solutions pour améliorer le rendement d'un CAES et limiter son impact environnemental consiste à développer des CAES de troisième génération, baptisés AA-CAES pour « Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage ». L'avantage principal d'un tel système est qu'il récupère la chaleur de compression dans un « régénérateur de chaleur » ou TES (Thermal Energy Storage) puis la réutilise pour chauffer l'air avant sa détente dans la turbine. Théoriquement, cette récupération permet à la fois de porter les rendements électriques à plus de 70% et d'éviter le recours à une énergie fossile pour préchauffer l'air, ce qui réduit les émissions de CO₂. Le stockage pneumatique dans un tel système se fait essentiellement dans des cavités salines ou minées. En revanche, les régénérateurs de chaleur peuvent être aériens (enceinte en béton armé pour supporter la pression) ou en souterrain dans des cavités minées creusées en roches compétentes (cristallines par exemple). Dans ce mémoire, nous allons nous intéresser uniquement au stockage en cavités minées. Le principe de fonctionnement de l'AA-CAES est illustré dans la Figure 1.8.

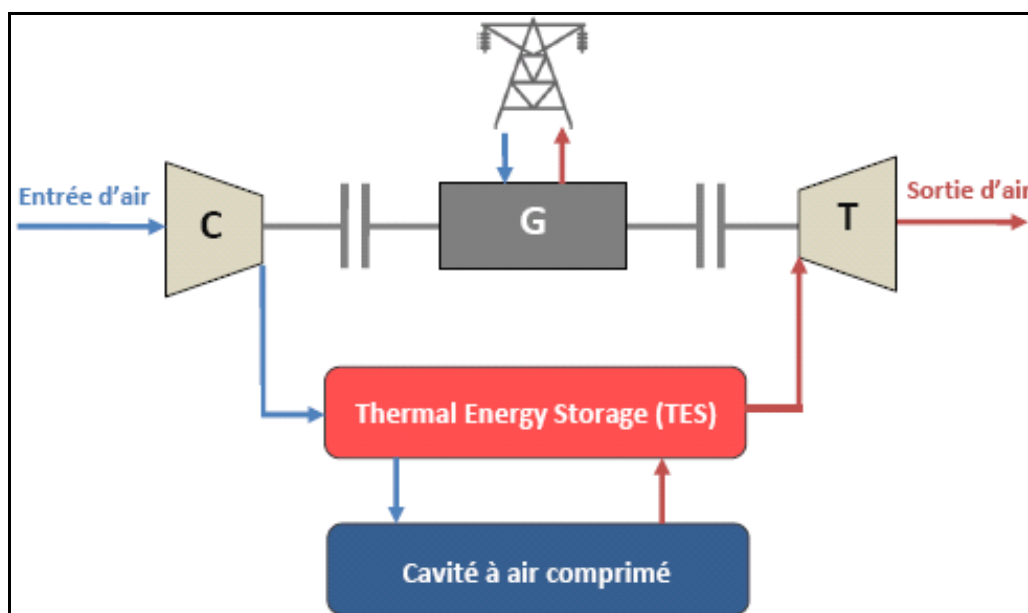


Figure 1.8 : Principe de fonctionnement d'un AA-CAES

Ce mode de stockage présente plusieurs avantages :

- l'implantation des AA-CAES est beaucoup plus facile que celle des STEP : ils peuvent être installés dans toute région disposant de massifs composés de roches homogènes et compactes (granite, basalte, calcaire,...) ;
- une très haute vitesse de démarrage (quelques minutes) ;
- les installations AA-CAES offrent des gammes de puissances allant de quelques MW électriques à plusieurs centaines, et ce pendant plusieurs heures. Ceci leur permet de couvrir des besoins de production d'électricité de semi-base et de pointe ;
- les investissements nécessaires à la réalisation d'un AA-CAES devraient être inférieurs à ceux requis pour les STEP : de 500 à 1200 \$/kW contre 800 à 2000 \$/kW (Electricity Storage Association) ;

- l'AA-CAES devrait être bien accepté par le public : il ne soulève aucun problème spécifique en matière de sécurité (pas de combustible gazeux), stocke des énergies banales sous forme d'air comprimé et de chaleur, et n'émet pas de polluants.

Le stockage d'air comprimé dans des cavités souterraines ressemble au stockage de gaz naturel ; la principale différence réside dans la loi de comportement des fluides et de leurs états thermodynamiques (pression, température). Dans la suite, nous expliquons le principe de stockage de gaz et d'air comprimé dans des cavités minées revêtues et nous passons en revue les différentes expériences réalisées.

1.3 Stockage de gaz naturel et d'air comprimé dans des cavités minées revêtues

Un des éléments clés dans la conception d'une cavité souterraine pour des applications de stockage de gaz naturel est que l'installation assure un niveau acceptable d'étanchéité. La roche hôte peut satisfaire à ces exigences seulement si elle est suffisamment imperméable (stockage en cavités salines) ou si la pression hydrostatique de l'eau présente dans cette roche peut équilibrer la pression du gaz à stocker (stockage en aquifères) (Allen, 1982 [13]; Lux, 2010 [14]; Mehta, 1988 [15]). De plus, le massif rocheux doit être suffisamment sain pour pouvoir encaisser les hautes contraintes mécaniques et thermiques et suffisamment isolant pour limiter les fuites thermiques. La présence d'un tel massif est rare et son exploitation est coûteuse (les hautes pressions hydrostatiques règnent à de grandes profondeurs). Une alternative sera donc d'utiliser des cavités souterraines revêtues. Ce type d'installation présente plusieurs avantages :

- le revêtement peut assurer la fonction d'étanchéité et d'isolation ;
- les cavités peuvent être construites à de faibles profondeurs, ce qui diminue suffisamment le coût de construction ;
- un plus grand choix de sites de construction, ce qui peut rapprocher les installations des sources d'énergie et diminuer ainsi le coût de transmission.

1.3.1 Stockage de gaz naturel

Les recherches sur les problématiques de stockage de gaz dans des cavités minées revêtues ont été effectuées essentiellement en Suède et se sont concrétisées par deux essais pilotes à Grängesberg (construction et évaluation 1988–2003) et à Skallen (construction et évaluation 1998–2003) (Johansson, 2003 [16], Glamheden, 2006 [17], Mansson, 2006 [18]). A Grängesberg (Figure 1.9), 3 cavités cylindriques de 9 m de hauteur et 4,4 m de diamètre ont été construites dans un massif granitique fracturé à une profondeur de 50 m. Elles ont été revêtues par une couche de béton qui a pour rôle de transmettre les efforts mécaniques au granite, et un liner métallique qui a pour rôle d'étanchéifier la cavité.

Durant un test à haute pression (52 MPa) dans la deuxième cavité, un déplacement radial maximal de 5,65 mm a été enregistré et le béton non armé a été légèrement fracturé sans toutefois compromettre le fonctionnement du système. Dans la troisième cavité où une pression de 28 MPa a été appliquée, le béton armé n'a pas été fracturé (Johansson, 2003 [16]).

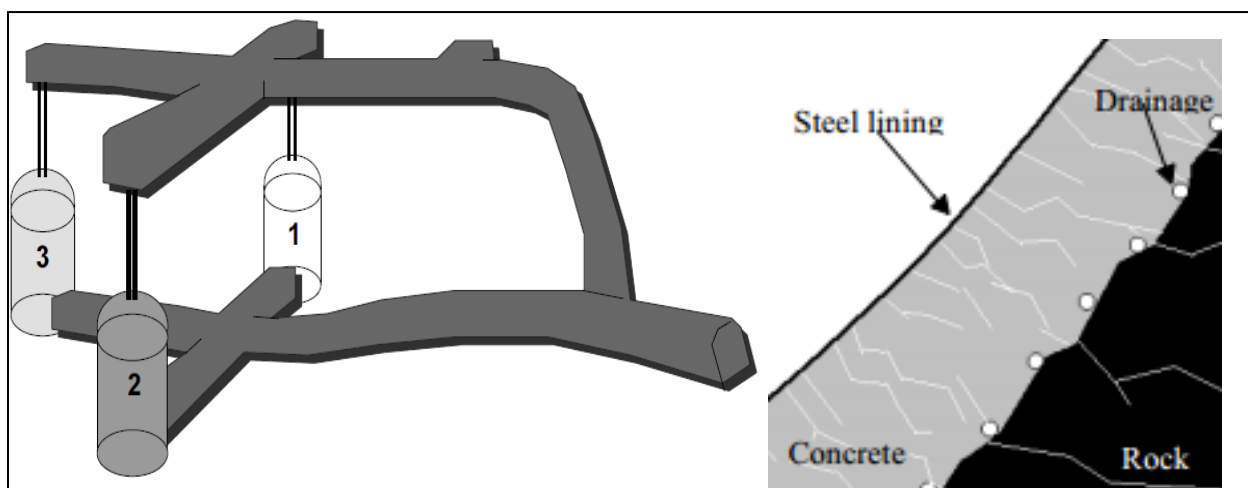


Figure 1.9 : Cavités de stockage de gaz à Grängesberg et revêtement utilisé (Johansson, 2003 [16]).

A Skallen, une cavité cylindrique de 52 m de hauteur et de 36 m de diamètre a été construite dans un massif granitique à une profondeur de 115 m (Glamheden, 2006 [17]) avec le même revêtement qu'à Grängesberg (Figure 1.10). La cavité a opéré à une pression maximale de 20 MPa. Un déplacement radial maximal de 5 à 6 mm a été enregistré et le liner métallique est resté imperméable durant toutes les expériences effectuées (Mansson, 2006 [18]).

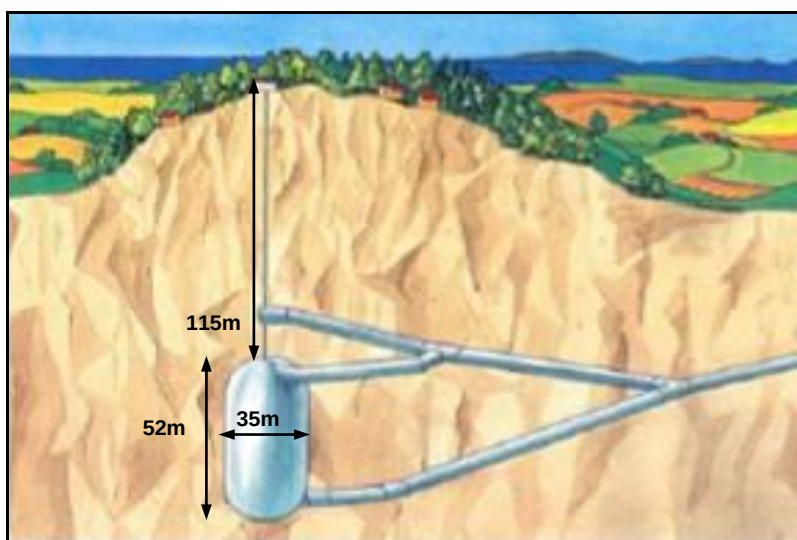


Figure 1.10 : Cavité de stockage de Skallen et infrastructure associée (GDF-SUEZ)

Un autre essai pilote a été construit dans le cadre du projet ANGAS (Advanced Natural GAs Storage) à la mine de Kamioka, au Japon, en 2006 (Figure 1.11). Il s'agit d'une cavité cylindrique de 10,6 m de hauteur et de 6 m de diamètre à une profondeur de 400 m. Le revêtement consistait en un liner métallique suivi d'une couche de béton. Durant la pressurisation (jusqu'à 20 MPa), des fissures de 1,59 mm de longueur ont été observées. Cette étude a montré la faisabilité d'un tel système (Komatsubara, 2008 [19]).

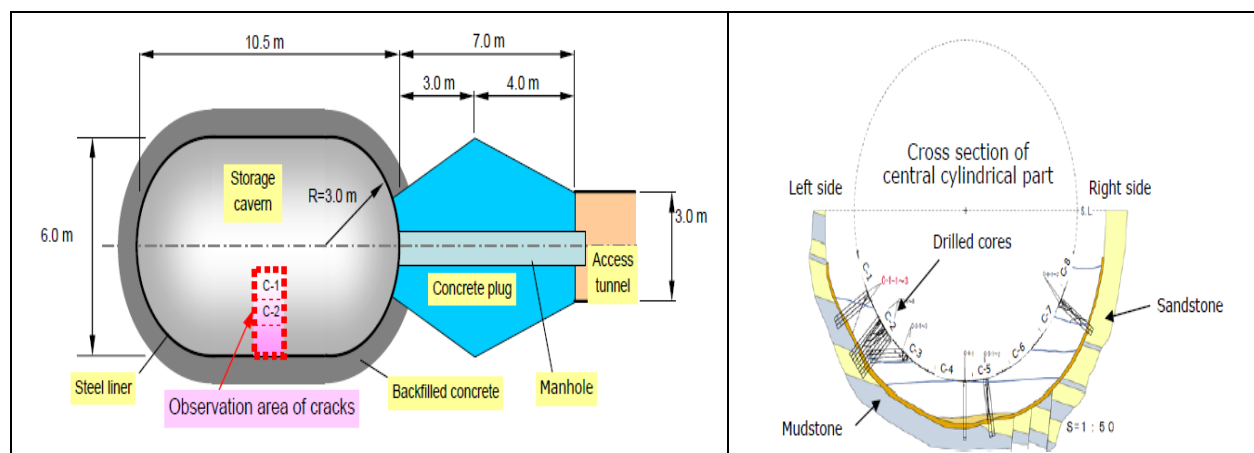


Figure 1.11 : Essai pilote du projet ANGAS (Komatsubara, 2008 [19]).

1.3.2 Stockage d'air comprimé

Une expérimentation d'un CAES associé à des cavités minées a été réalisée dans une ancienne mine de charbon à la préfecture de Hokkaido, au Japon, au début des années 1990. La cavité cylindrique, de hauteur 57 m et de diamètre 6 m, est située à une profondeur de 450 m (Yokoyama, 2002 [20]). Le revêtement d'épaisseur 0,7 m est constitué de plusieurs couches de béton armé préfabriqué reliées par des joints, dans lesquels ont été insérés des matériaux synthétiques pour minimiser la fuite d'air. Durant la pressurisation (de 4 à 8 MPa), les joints se sont ouverts, ce qui a empêché le développement de contraintes de traction dans le béton (Yokoyama, 2002 [20]). Le taux de fuite d'air journalier a été de l'ordre de 0,2%.

Une étude récente de l'institut coréen de géosciences et des ressources minérales, en collaboration avec le centre national de Lawrence Berkley (Rutqvist, 2012 [21]), a exploré le potentiel d'un AA-CAES dans des cavités revêtues (Figure 1.12). Le revêtement a été constitué d'une couche de 1 m de béton, la pression dans la cavité variait entre 5 et 8 MPa et la température oscillait entre 5 et 25°C. L'étude a montré qu'une perméabilité du béton de l'ordre de 10^{-18} m^2 suffisait pour avoir une perte d'air journalière de 1%. Cette étude a montré la faisabilité d'une telle installation d'un point de vue hydraulique en admettant que la stabilité mécanique peut être assurée.

Un autre projet d'un AA-CAES est actuellement proche de la phase de réalisation : le projet ADELE, présenté par RWE, GE, Züblin et DLR. L'objectif est de construire une usine de démonstration d'une puissance de 200 MW qui devra débiter ses opérations en 2015. L'air en fin de compression aura une température de l'ordre de 600°C et la chaleur sera captée dans les stockages thermiques puis récupérée lors de la détente (Figure 1.13). Le stockage pneumatique aura lieu dans des cavités salines à une pression maximale de 6,5 MPa. Par ce moyen, ADELE sera en mesure de garantir une capacité électrique dans un délai très court et remplacera en l'état une quarantaine d'éoliennes pendant plus de cinq heures. Le revêtement prévu dans le régénérateur aérien sera constitué d'une première couche de 30 cm d'un isolant thermique suivie d'une deuxième couche d'un béton réfractaire puis d'un liner métallique et d'un anneau épais de béton armé haute résistance, fibré et précontraint. Enfin, il est important de souligner que dans un rapport, publié en novembre 2007 pour le compte du ministère allemand de l'environnement, le cabinet de conseil Roland Berger estimait que le potentiel de marché de l'AA-CAES pourrait atteindre près de 2 milliards d'euros à l'horizon 2020. D'après ce même rapport, l'Europe deviendrait le leader mondial du secteur si tous les projets de R&D en cours sur l'AA-CAES se concrétisaient.

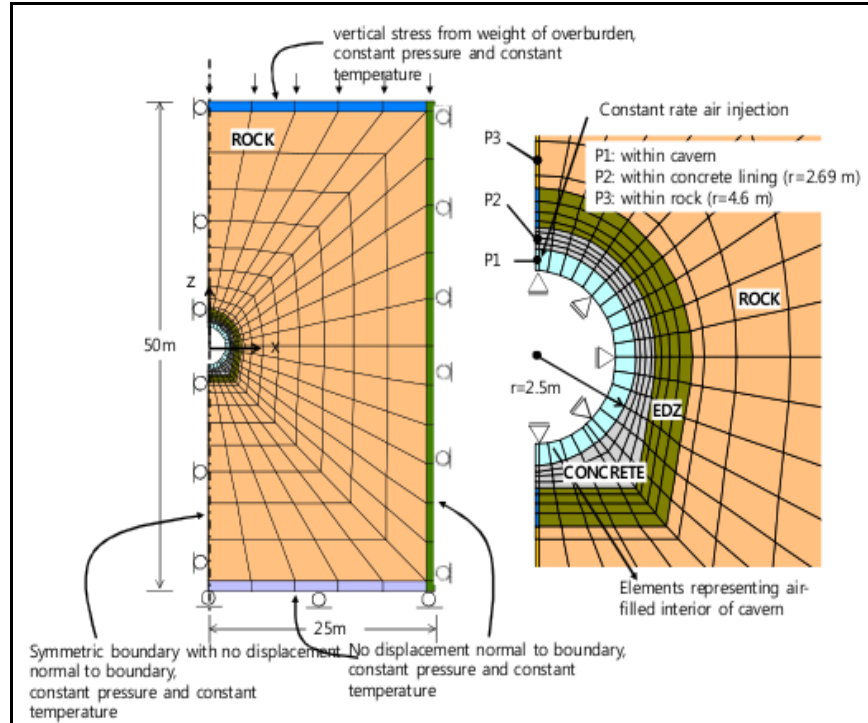


Figure 1.12 : Modèle numérique utilisé pour la cavité de stockage (Rutqvist, 2012 [21]).

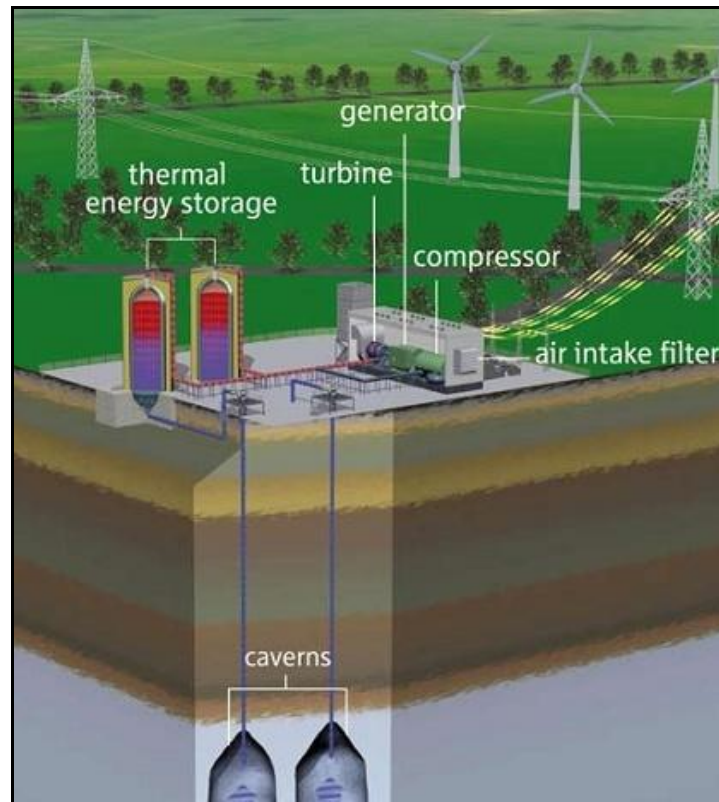


Figure 1.13 : Projet ADELE d'un AA-CAES avec 2 régénérateurs aériens associés à des cavités salines (RWE)

1.4 Le projet SEARCH

Le projet SEARCH (Stockage d'Electricité sous forme d'Air comprimé avec Récupération de la CHaleur de compression), cofinancé par l'ANR (Agence Nationale pour la Recherche), vise à maîtriser les aspects mécaniques et thermiques d'un stockage souterrain d'énergie de type AA-CAES dans des cavités minées. Il réunit deux partenaires industriels, GDF SUEZ et Saint-Gobain, et deux partenaires de recherche, MINES-Paristech/Armines et le CEA/LITEN.

1.4.1 Objectifs du projet

Les objectifs du projet SEARCH se déclinent en deux volets :

Premier volet : concevoir de très grands volumes de stockage thermique et pneumatique avec des chargements cycliques quotidiens stables.

L'une des caractéristiques majeures de l'installation AA-CAES est de mettre en œuvre des débits et des volumes d'air très importants : au moins 500 kg/s et plus de 100000 m³ d'air en pression. Les énergies manipulées atteignent ainsi plusieurs Gigawatts-heures. Pour autant, les échanges avec l'extérieur doivent rester faibles pour limiter les pertes. L'ensemble (compression, détente, stockage) doit par ailleurs être stabilisé, bien qu'il fonctionne en permanence en régimes transitoires de pression, température et débit dans des plages très larges. L'analyse et la maîtrise de ces paramètres ont nécessité des recherches fondamentales et industrielles car les équipements en question n'avaient jamais été conçus et la réalisation d'une opération pilote de taille réelle serait nécessaire pour valider les choix retenus. Les cavités, quant à elles, devaient être réalisées une fois pour toutes, une intervention ultérieure pour les modifier ou les réparer n'étant financièrement pas acceptable. Sur ce volet particulier de la conception de très grands volumes de stockage thermique et pneumatique avec des chargements cycliques journaliers stables, le projet SEARCH a donc relevé plusieurs défis :

Au niveau du stockage thermique : la conception d'un régénérateur de chaleur de grande capacité permettant de maîtriser les températures de sortie de l'air lors des chargements et déchargements cycliques. En effet, pendant la compression, le régénérateur doit pouvoir délivrer un air dans une plage étroite de température, afin d'éviter que la cavité ne subisse un échauffement excessif en fin de compression, ou un refroidissement trop important en fin de détente. Parallèlement, ce régénérateur doit aussi être capable de réchauffer l'air alimentant la turbine haute pression durant la détente, à une température aussi proche que possible de celle atteinte en fin de compression. Le but est alors d'éviter toute dérive thermique au cours des cycles successifs et de limiter les besoins de refroidissement du régénérateur, sources de pertes de rendement, entre deux chargements consécutifs. Ces contraintes n'apparaissant pas dans les récupérateurs utilisés actuellement, un revêtement spécifique doit être mis en place dans le but de diminuer les pertes thermiques et la fuite d'air et d'assurer la tenue de la structure et ceci pour des durées de vie supérieures à 30 ans. Il est donc nécessaire de modéliser les comportements thermo-hydro-mécaniques du régénérateur, puis de le dimensionner pour les conditions de températures, pressions et débits de l'AA-CAES. Il est nécessaire aussi d'étudier la durabilité des revêtements des différentes cavités de stockage, notamment vis-à-vis du risque de corrosion lié à la condensation de l'air humide.

Au niveau du stockage pneumatique : la conception d'une cavité minée revêtue de taille maximale, capable de résister pendant trente ans à 10000 cycles et d'endurer des contraintes chimiques, mécaniques et thermiques importantes. Des modélisations thermo-hydro-mécaniques doivent être réalisées afin de dimensionner la cavité dans de telles conditions de dimension, durée de vie et sévérité des sollicitations.

Deuxième volet : intégrer efficacement l'ensemble régénérateur et cavité à l'installation AA-CAES.

Le projet SEARCH doit en effet permettre de valider les choix industriels retenus en termes de performances, mais aussi de rentabilité, via des études économiques. Le potentiel de développement de cette filière de stockage en France et à l'international doit également être évalué.

1.4.2 Aspects techniques du projet

Les études préliminaires menées au début du projet SEARCH ont permis de définir les caractéristiques techniques et les pistes de développement d'un AA-CAES. Après une présentation des conditions générales de l'installation envisagée, nous décrivons successivement les différentes configurations étudiées, les méthodes de calcul utilisées pour définir la profondeur et les espacements entre les cavités avec une illustration d'architecture de l'installation, les techniques de creusement à mettre en œuvre et, enfin, le choix de sites potentiels en France.

1.4.2.1 Généralités sur l'installation

L'installation prévue dans le projet SEARCH vise une puissance de restitution sur le réseau d'environ 200 MW sur une durée de vie supérieure à 30 ans. Le fonctionnement de l'installation a été défini de manière cyclique en fonction des contraintes sur le réseau. Les volumes stockés sont de l'ordre de 100000 à 300000 m³, avec des débits d'air compris entre 200 et 600 kg/s. L'air est comprimé jusqu'à des pressions pouvant atteindre 15 MPa, puis stocké dans des cavités minées appelées LRC (Lined Rock Cavern) ou dans des cavités salines. La chaleur de compression est emmagasinée dans des régénérateurs appelés TES (Thermal Energy Storage), dont la température peut aller jusqu'à 600°C. Pour assurer une meilleure stabilité mécanique, les différentes cavités de stockage sont cylindriques et ont des extrémités en forme de calottes sphériques. Les cavités de stockage pneumatiques sont toutes localisées en profondeur, mais pour des raisons de maintenance, les installations techniques des machines tournantes sont en surface. La compression et la détente sont réalisées selon un fonctionnement étagé. Cela permet de limiter les risques industriels en cas de panne d'un des appareils, et de réduire les contraintes mécaniques exercées sur les aubes. Cela permet également d'atteindre des pressions finales plus importantes, réduisant le volume d'air comprimé à stocker.

1.4.2.2 Configurations étudiées

Afin d'établir la liste des configurations à étudier, il est nécessaire de définir les paramètres dimensionnant l'installation et d'en mesurer l'influence. Ces paramètres sont les suivants :

- les durées de compression et de détente,
- la pression maximale d'exploitation de la cavité,
- la température maximale pouvant être atteinte par le liner dans la LRC,
- les turbomachines, notamment le rendement des turbines.

Les durées de compression et de détente influencent le débit d'air à injecter lors de ces périodes. Ce paramètre peut être considéré comme dimensionnant car il influence le choix des turbomachines et la tuyauterie (diamètre et nombre de conduites) nécessaire au passage du fluide entre les organes du procédé. Par exemple, le débit de détente détermine le diamètre des puits à insérer dans la cavité pour permettre le passage de l'air en phase de détente.

La pression maximale d'exploitation de la cavité détermine son volume. En effet, pour une pression d'exploitation maximale de 15 MPa (procédé à deux étages), il est nécessaire d'avoir une cavité de 150 000 m³. En revanche pour une pression d'exploitation maximale de la cavité de 8 MPa (procédé à un étage), un volume de 300 000 m³ est requis. Ceci affecte directement la morphologie du procédé.

La température maximale de la paroi admissible dans le TES détermine le compromis à réaliser entre la taille de l'ouvrage et la tolérance autorisée sur l'aéro-réfrigérant. En effet, augmenter la température admissible par la cavité implique une tolérance plus importante sur la température d'injection de l'air dans la cavité. La plage de température d'injection étant plus importante, l'aéro-réfrigérant dispose de moins de contraintes et le TES peut être raccourci.

Le choix des turbomachines influencent largement le comportement général du procédé. La température d'entrée dans les turbines peut conditionner la nature de cette dernière, notamment son rendement. Les trains de compression et de détente déterminent également la puissance délivrée par le procédé. Les turbomachines influent aussi sur les dimensions des TES. En effet, plus les turbines auront un rendement élevé, plus la température d'entrée devra être importante et plus les TES devront être longs.

Ainsi, plusieurs configurations ont été envisagées pour le système AA-CAES. Elles sont réparties en 3 groupes :

- A : les régénérateurs et les unités de stockage pneumatique sont enterrés.
- B : les régénérateurs sont en sub-surface et les cavités de stockage pneumatique sont minées et revêtues (LRC).
- C : les régénérateurs sont en sub-surface et les cavités de stockage pneumatique sont dans une formation saline.

La configuration de référence A0, étudiée plus particulièrement dans le cadre du projet SEARCH, est celle où la compression de l'air est assurée par deux étages de compression adiabatique. La restitution d'énergie est donc assurée par deux étages de turbines. Dans la configuration A1, la chaleur est stockée dans un seul TES. L'air est ensuite comprimé de manière isotherme jusqu'à 8 MPa dans quatre cavités LRC, dont les dimensions unitaires sont identiques à la configuration de référence A0. La configuration A2 étudie la possibilité de scinder le TES de la configuration A1 en plusieurs cavités. Le processus global de compression reste cependant inchangé et consiste toujours en un palier de compression adiabatique et un palier de compression isotherme. L'avantage de cette configuration est de pouvoir construire des cavités plus petites dans la limite de faisabilité des techniques d'excavation. La configuration A3 étudie la possibilité de scinder le TES-HP en plusieurs cavités afin d'avoir des trains de compression haute pression totalement indépendants. En effet, chaque TES-HP est alors relié à une cavité LRC indépendante des autres. Cette configuration diminue le risque industriel que représente la panne d'un compresseur haute pression qui force tout le système à s'arrêter. La Figure 1.14 montre les différentes configurations du groupe A.

Les configurations du groupe B ont des TES semi-enterrés, c'est-à-dire enfouis dans le sol dans une excavation mesurant environ leur hauteur. Ainsi, la construction et la maintenance des TES sont nettement facilitées par rapport aux configurations du groupe A. La différence majeure entre les TES enterrés et semi-enterrés est l'épaisseur de béton dans le revêtement. En effet, en l'absence de roche encaissante, une couche significative de béton spécial (haute résistance, armé en fibre de carbone et précontraint) doit être construite autour des TES semi-enterrés afin de contenir les pressions internes.

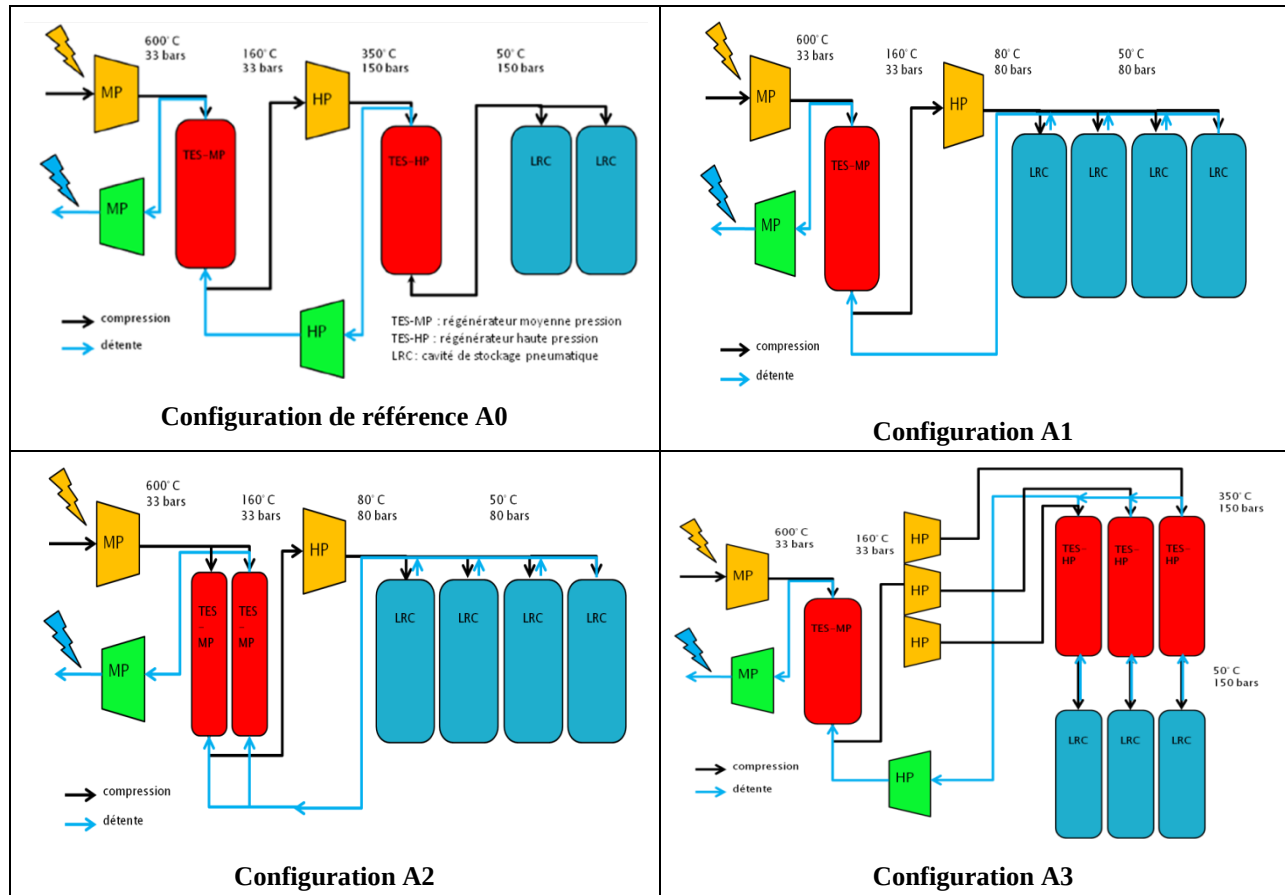


Figure 1.14 : Les différentes configurations du groupe A (Baccelli, 2012 [23]).

Les configurations B1 et B2 correspondent exactement aux configurations A0 et A1 avec deux étages de compression et deux étages de stockage de chaleur. La seule différence réside dans le placement des TES qui ne sont plus excavés sous terre comme les LRC, mais enfouis dans le sol. La Figure 1.15 montre les deux configurations du groupe B.

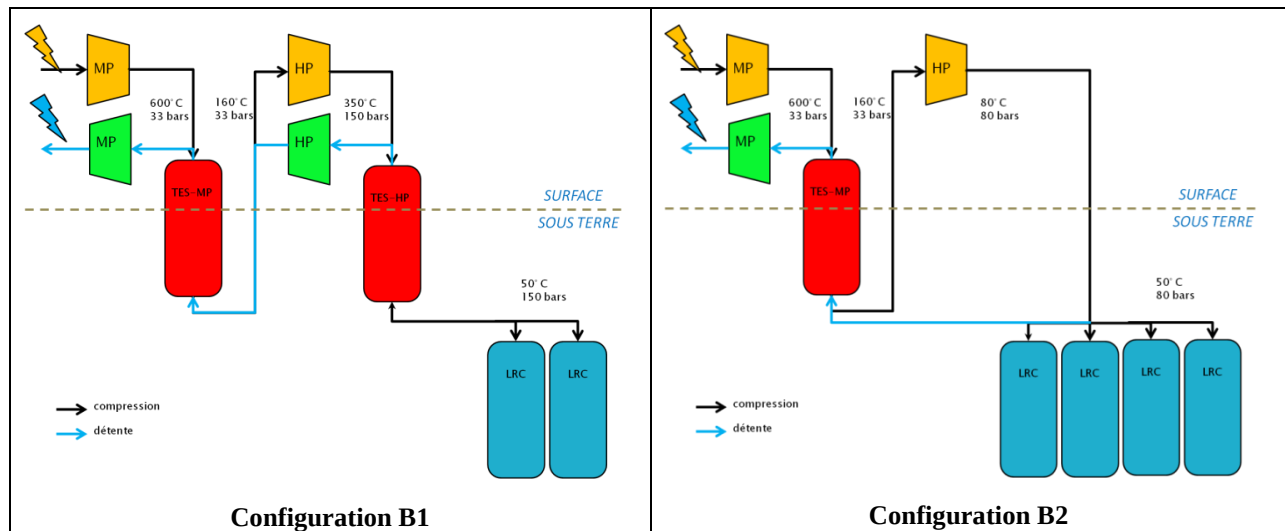


Figure 1.15 : Les deux configurations du groupe B (Baccelli, 2012 [23]).

Les configurations du groupe C ressemblent aux configurations du groupe B sauf que le stockage pneumatique se fait dans des cavités salines. Ces cavités sont déjà exploitées comme espace de stockage pour le gaz et la technologie est aujourd'hui bien maîtrisée. Les propriétés mécaniques et viscoplastiques du sel font aussi des cavités salines un bon candidat pour le stockage pneumatique de l'air dans un CAES. Le sel est abondant dans le sous-sol, facile à exploiter (il suffit de le dissoudre dans l'eau) et étanche. Des cavités salines de très grands volumes peuvent être lessivées et le creusement de cavité allant jusqu'à 300000 m^3 est réalisable. De plus, en comparaison avec la technique LRC, une cavité saline n'a besoin d'aucun revêtement après le creusement par lessivage en raison de l'étanchéité du sel. En revanche, une cavité saline n'est pas envisageable pour le stockage de la chaleur car la technique même de lessivage ne permet pas un accès de travail nécessaire pour la pose des réfractaires structurés qui stockent la chaleur.

La configuration C1 est l'analogue de la configuration B1 avec une seule cavité saline de 150000 m^3 remplaçant les deux cavités LRC. De même, la configuration C2 est l'analogue de la configuration B2 avec une seule cavité saline de 300000 m^3 remplaçant les quatre cavités LRC.

1.4.2.3 Profondeurs et espacements des cavités

La profondeur de chaque cavité est déterminée de manière à éviter tout risque de soulèvement de la surface. En ce qui concerne l'emplacement d'une cavité par rapport à une autre, le dimensionnement doit permettre d'empêcher toute interaction mutuelle. Seule la configuration de référence A0 basée sur des ouvrages souterrains et des cavités minées revêtues est traitée dans cette thèse.

La pression à l'intérieur d'une cavité peut provoquer un risque de soulèvement de la surface et une instabilité du recouvrement. L'amplitude des déformations dépend des caractéristiques du terrain, des dimensions de la cavité et de la pression qui y règne. Une première approche de calcul de la profondeur d'enfouissement optimale a été menée en utilisant la méthode du cône rigide (Figure 1.16). Le principe consiste à considérer un cône formé par le massif rocheux qui s'oppose à la pression à l'intérieur de la cavité. L'angle α dépend de la nature du terrain et varie entre 30° et 45° . Cette méthode est dimensionnante parce qu'elle néglige les contraintes dans la roche et ne considère que le poids propre du massif qui s'oppose à la pression (Brandshaug et al, 2002 [22]).

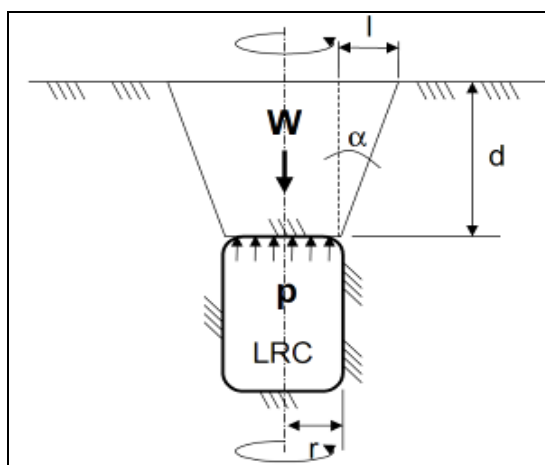


Figure 1.16 : Cône de terrain (Brandshaug, 2002 [22])

Des simulations thermomécaniques préliminaires ont été effectuées pour chaque cavité pour valider les profondeurs préconisées par l'approche précédente et pour calculer l'espacement minimum nécessaire entre les cavités. Ces calculs ont été réalisés en 2D axisymétrique avec VIPLEF (logiciel d'éléments finis conçu au centre de Géoscience de MINES ParisTech). Les résultats montrent que la zone d'influence selon l'axe horizontal d'une cavité est d'environ deux fois son diamètre (Annexe 1). Une distance de sécurité entre deux cavités adjacentes égale à deux fois la somme des diamètres respectifs doit être observée.

1.4.2.4 Architecture de l'installation

Une modélisation 3D de l'installation a été réalisée pour chaque configuration à l'aide du logiciel de modélisation minière SURPAC. Cette modélisation permet de représenter la disposition dans l'espace des cavités, des cheminées et des galeries d'accès. Notons qu'un circuit de refroidissement est inséré pour protéger la roche des hautes contraintes thermiques, comme nous le verrons plus loin, et qu'un circuit de récupération des condensats est prévu pour éviter leur stagnation au fond des cavités et limiter ainsi le risque de corrosion. La Figure 1.17 montre l'architecture de la configuration de référence A0. On trouvera dans l'annexe 1 d'autres illustrations graphiques liées à cette configuration.

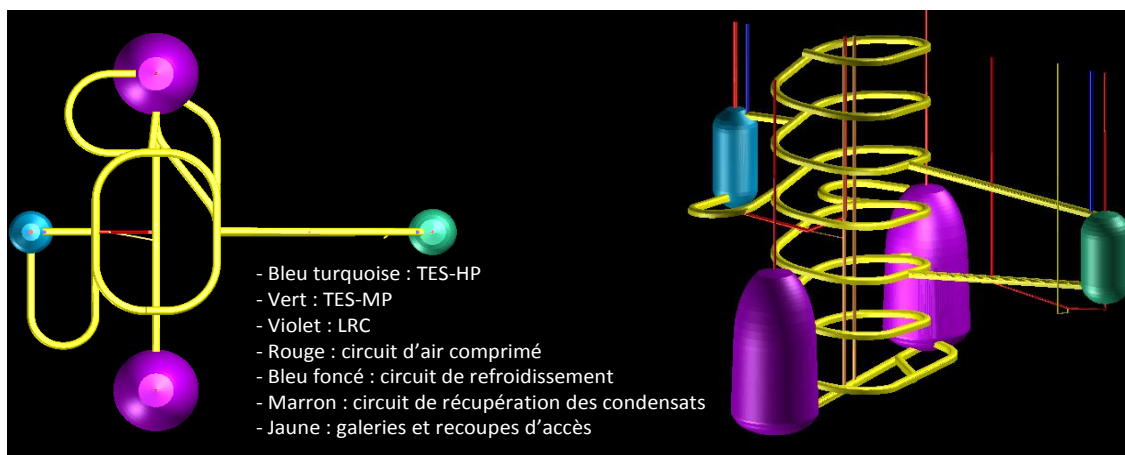


Figure 1.17 : Modélisation géométrique de la configuration de référence A0 (Leclair, 2011 [24])

1.4.2.5 Techniques d'excavation

La configuration de référence considère que la construction de l'installation se fera a priori dans un massif granitique de bonne tenue mécanique. La technique d'excavation envisagée en galerie est la méthode traditionnelle de foration et tir à l'explosif. Concernant les cavités, la technique qui peut être envisagée est la méthode des tranches descendantes. Elle consiste à excaver la cavité tranche par tranche, de haut en bas (Figure 1.18). Des ouvertures supérieure et inférieure de la cavité ainsi qu'une cheminée centrale reliant le haut et le bas doivent être réalisées. Le cycle d'excavation est similaire à l'excavation d'une galerie, sauf que les engins reposent sur la tranche à abattre, et descendent dans la cavité en même temps que le front. Cette méthode autorise l'accès à la paroi au fur et à mesure des excavations, ce qui permet de mettre en place le soutènement nécessaire et l'éventuel système de drainage. Côté autorisation et permis de construire, cette méthode offre plus de garantie en termes de sécurité car elle ne nécessite pas d'entrer dans une cavité de hauteur conséquente dépourvue de

soutènement. Pour ces raisons, cette méthode est privilégiée bien qu'elle soit plus coûteuse et moins productive par rapport à d'autres techniques telles que la méthode des longs trous.

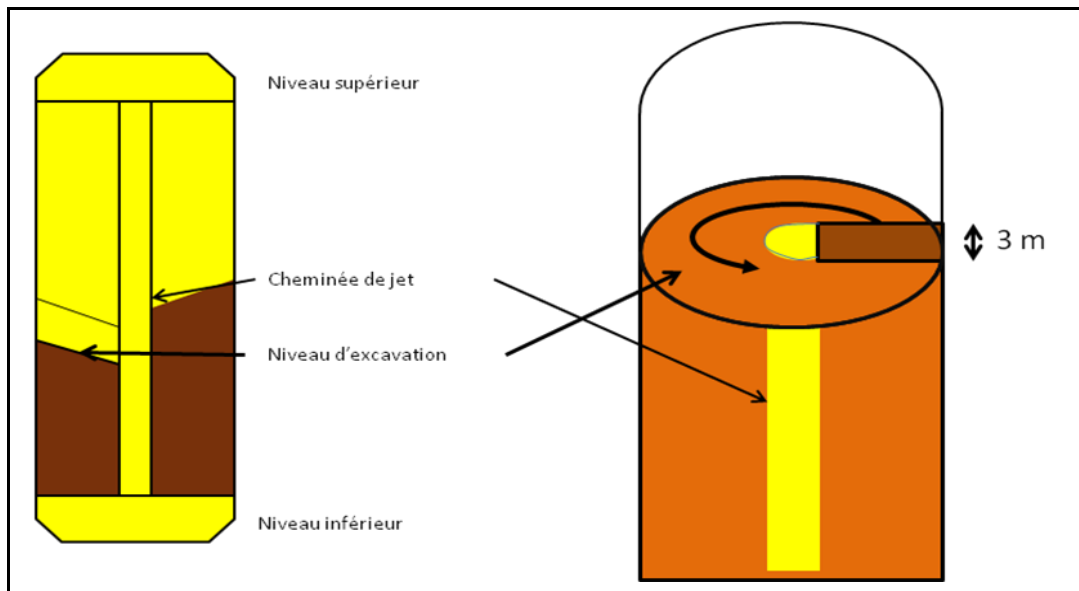


Figure 1.18 : Excavation par tranches descendantes des cavités de stockage (Leclair, 2011 [24])

Le creusement des cheminées pour le circuit d'air, de refroidissement et d'évacuation de condensats se fait par la méthode Raise-boring. Elle consiste à forer un trou pilote d'environ 30 cm de diamètre sur la longueur de la cheminée. Ce trou pilote doit intercepter une galerie à son extrémité. Une tête d'alésage est fixée au bas du train de tige et ensuite remontée, alésant la cheminée au diamètre voulu. Les matériaux abattus tombent en bas de la cheminée, et sont extraits par le réseau de galeries. La figure ci-dessous détaille les étapes du Raise-Boring (Figure 1.19).

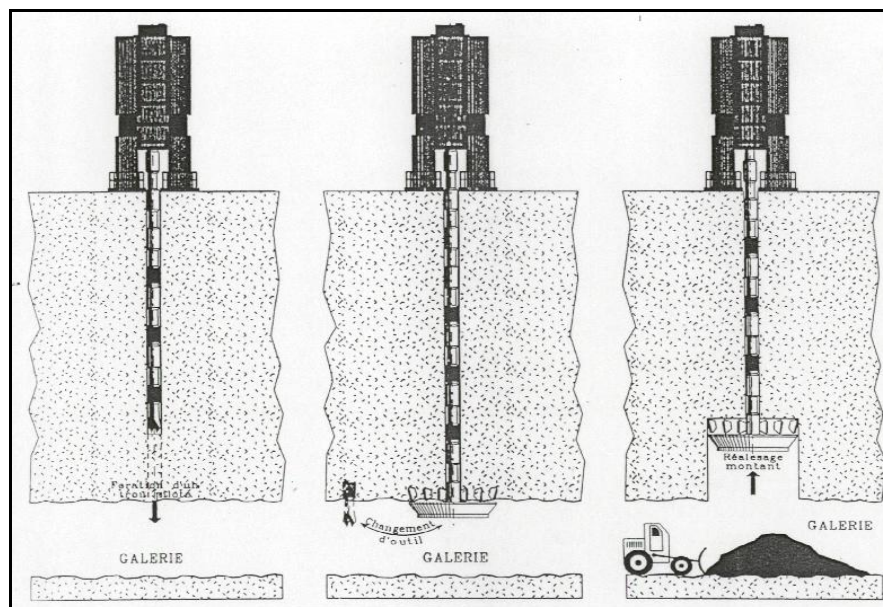


Figure 1.19 : Méthode de Raise-Boring pour le creusement des cheminées (Leclair, 2011 [24])

1.4.2.6 Identification de sites potentiels en France

Un des grands avantages d'un AA-CAES est qu'il peut être implémenté dans des zones ayant un déficit de production électrique, ce qui limite énormément le coût lié au transport de l'électricité. Il est préférable aussi que le site choisi soit situé en bout de ligne, car c'est là que les difficultés de distribution sont concentrées. Dans le cas d'un stockage souterrain en cavités minées, le massif rocheux doit être de bonne tenue mécanique afin de pouvoir encaisser les contraintes générées par les fortes sollicitations. Le massif doit être homogène, et sans fissures majeures. Un massif granitique sain offrirait les conditions nécessaires pour contenir ce type d'ouvrages. Le croisement des critères géologiques et géographiques (carte du réseau de transport d'électricité + carte géologique) a permis de mettre en évidence deux sites potentiels en France, comme indiqué sur la Figure 1.20 : la Bretagne et la région Provence-Alpes-Côte d'Azur. Le même travail a été effectué pour choisir les sites potentiels où le stockage pneumatique se fait en cavités salines.

Une fois le site potentiel identifié, une campagne de reconnaissance doit être lancée pour caractériser le contexte géologique, structural et tectonique du massif ainsi que son régime hydrogéologique. Une campagne géophysique doit être également conduite dans une seconde phase dans le but de vérifier l'absence d'accidents majeurs et d'optimiser le positionnement des cavités par rapport aux caractéristiques géomécaniques du massif. La technique de la sismique réfraction, qui utilise le contraste de vitesses de l'onde dans le milieu traversé, est recommandée pour ce type d'application. En effet, la vitesse de transmission de l'onde est liée à l'homogénéité du massif, aux caractéristiques mécaniques de la roche et à la présence de failles. Plus le massif est de bonne qualité, plus les vitesses sont élevées. Le but est donc double : obtenir une carte des vitesses d'ondes du massif sélectionné, afin d'en déduire une carte de qualité de la roche, et obtenir une information sur la présence d'éventuels accidents. En fonction des résultats obtenus, la disposition de toute l'installation devra être adaptée afin de placer les cavités dans la meilleure partie du site choisi.

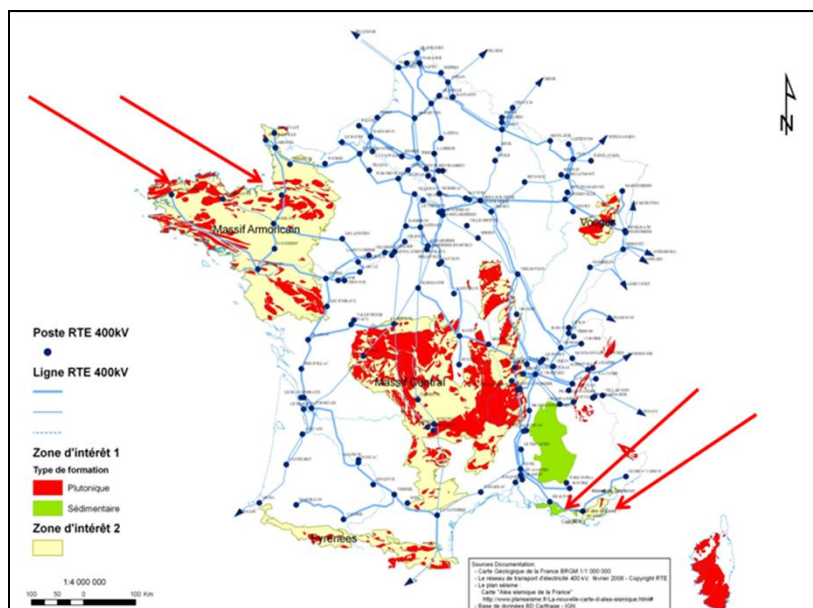


Figure 1.20 : Carte des sites potentiels pour l'installation d'un AA-CAES en cavités minées (Leclair, 2011 [24])

1.4.3 Position de la thèse dans le projet SEARCH

Dans le cadre du projet SEARCH, le centre de Géosciences de MINES-ParisTech a mené plusieurs actions en faisant participer (i) des élèves du cycle ingénieur civil de MINES-ParisTech dans l'option Sol et Sous Sol, élèves que j'ai côtoyés et dans les rapports desquels j'ai extrait une partie de ce chapitre et (ii) un doctorant. J'ai eu comme mission la recherche d'un revêtement optimal pour les cavités minées utilisées dans des conditions sévères de pression et de température en proposant non seulement les matériaux mais aussi la technique de leur mise en place.

Etant donné que SEARCH est un projet de recherche, j'ai été amené à participer à une grande partie du travail réalisé : essais en laboratoire sur éprouvettes, diverses modélisations thermo-hydro-mécaniques, analyse des résultats du prototype de régénérateur réalisé à échelle réduite dans le laboratoire LITEN du CEA.

Ainsi, cette thèse m'a permis une formation par la recherche.

Chapitre 2

Etude du comportement des matériaux

Le projet industriel est basé sur le stockage de l'énergie sous forme d'air comprimé dans des cavités souterraines creusées dans des roches cristallines. A ce stade d'avancement, le granite est considéré comme étant la roche hôte la plus probable. Par ailleurs, lors du creusement des cavités, les parois sont renforcées par du béton projeté, puis par un revêtement de béton éventuellement armé avant la mise en place du revêtement spécifique au stockage de l'air comprimé. Ainsi, on se trouve face à trois classes de matériaux :

- 1- Les géomatériaux classiques de types granite et béton de génie civil.
- 2- Les matériaux constituant le revêtement spécifique du stockage comprenant des bétons réfractaires, des briques isolantes et un liner métallique.
- 3- L'air sous ses différentes formes : air sec et air humide.

Ce chapitre traite du comportement thermo-hydro-mécanique de ces différents matériaux. Sachant que leur caractérisation dans des gammes de température et de pression élevées n'est pas suffisamment disponible dans les publications, nous avons été amenés à utiliser des hypothèses simplificatrices qui restent cependant raisonnables.

La première partie de ce chapitre est consacrée à l'étude du comportement des géomatériaux classiques. Cette étude est basée sur une synthèse bibliographique des travaux réalisés sur le comportement THM du béton et du granite.

La deuxième partie traite des matériaux constituant le revêtement spécifique des régénérateurs (TES) permettant d'assurer l'isolation moyennant une perte thermique admissible. Ces matériaux étant nouveaux, une campagne d'essais s'est avérée nécessaire pour les caractériser sous les conditions de stockage (haute température, haute pression et cyclage). Les mesures sont faites alors d'une manière découplée parce que ces conditions sont difficiles à reproduire en laboratoire. Dans cette partie, on décrit les appareils de mesure et les procédures utilisées pour mesurer les propriétés hydrauliques, mécaniques, poroélastiques et thermomécaniques. Enfin, les résultats sont analysés et interprétés.

La troisième partie est consacrée à l'analyse du comportement thermodynamique de l'air avec prise en compte de son humidité. En l'absence d'un modèle approprié dans la littérature, une nouvelle loi de comportement de l'air humide à haute température et à haute pression est alors développée.

2.1 Caractérisation des géomatériaux classiques

La roche hôte et le béton classique jouent un rôle très important dans le système de stockage d'air comprimé. La roche encaisse les contraintes induites par l'air et le béton classique est supposé transmettre ces contraintes à la roche tout en assurant une bonne répartition des déformations induites

par celle-ci. La compréhension du comportement THM de ces deux géomatériaux s'avère ainsi nécessaire. Nous présentons ci-après une synthèse bibliographique succincte sur les paramètres physiques, thermiques, mécaniques et hydrauliques de ces deux matériaux en mettant l'accent sur leur évolution en fonction de la température.

2.1.1 Comportement du granite

Le granite est une roche plutonique magmatique à texture grenue, il est le résultat du refroidissement lent, en profondeur, de grandes masses de magma intrusif qui formeront le plus souvent des plutons. Le granite est composé essentiellement de cristaux de quartz, de feldspath et de mica. A l'échelle de l'échantillon, les paramètres physiques dépendent de la taille des cristaux et de la proportion des minéraux qui le constituent.

La masse volumique d'un granite sain est de l'ordre de 2600 kg/m^3 . Sa porosité varie de 0,2 à 4 % et augmente lorsque la température augmente. La valeur moyenne passe de 2 % à température ambiante à 2.3 % lorsque la température de l'échantillon est portée à 100°C pendant 8 jours (Berest et al., 1985 [25]). La vitesse du son mesurée sur divers granites à température ambiante varie de 4500 à 6000 m/s. Une réduction de 4 % de la vitesse du son a été constatée lorsque l'échantillon est chauffé à 100°C pendant 8 jours (Berest et al., 1985 [25]).

Les températures élevées peuvent induire des contraintes thermiques importantes dans le granite. Du fait de son hétérogénéité minéralogique, une variation de température suffisamment grande peut provoquer une dilatation différentielle des grains dont la conséquence est l'ouverture des zones de contact entre les grains. Ce processus entraîne la formation de fissures inter granulaires d'origine thermique. Pour des températures très élevées, et à partir du seuil de 573°C , une fissuration intra granulaire peut être induite. Ce seuil correspond à la température de transformation du quartz α en quartz β qui s'accompagne d'une accélération de la dilatation thermique et d'une augmentation de la fissuration résiduelle. La création de réseaux connectés de fissures inter ou intra granulaires aura pour conséquence un changement important des propriétés thermo-hydro-mécaniques du granite.

Le module de Young, la résistance mécanique et le coefficient de Poisson diminuent avec l'augmentation de la température et ceci à cause de la propagation de fissures thermiques dans le matériau (Tableau 2.1, Figure 2.1 et Figure 2.2). De plus, certains auteurs (Homand-Etienne et al, 1989 [26]) ont mis en évidence une corrélation claire entre l'évolution des propriétés mécaniques (module de Young par exemple) et le degré de fissuration thermique pour des granites traités thermiquement jusqu'à 600°C environ. Ils ont observé que la fissuration intra cristalline se développait à partir de 500°C et que, pour des températures supérieures à 600°C , la majorité des joints de grains étaient ouverts.

Tableau 2.1 : Variation de la résistance à la compression simple et du module de Young du granite en fonction de la température (Takarli, 2006 [27])

Température ($^\circ\text{C}$)	Résistance à la compression (MPa)	Module de Young (GPa)
105	244 ($\pm 2,4$)	75 ($\pm 2,25$)
300	224 ($\pm 2,3$)	62 ($\pm 1,86$)
500	194 ($\pm 9,75$)	54 ($\pm 2,7$)
600	128 ($\pm 6,4$)	28 ($\pm 1,68$)

Une augmentation de la pression de confinement retarde la décroissance du module de Young (Heuzé, 1982 [28]). En effet, à température ambiante, le confinement ne modifie pas la raideur du matériau, mais au fur et à mesure que la température augmente, ce paramètre diminue d'autant plus rapidement que le confinement est faible. La résistance mécanique, elle aussi, augmente avec le confinement (Heuzé, 1982 [28]) à cause de la fermeture des fissures thermiques due à la pression.

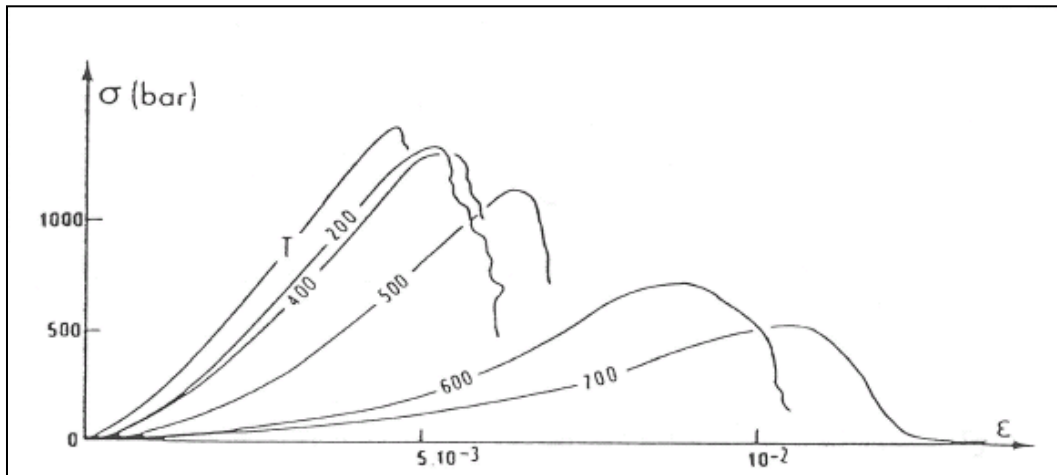


Figure 2.1 : Courbes contrainte- déformation du granite pour différentes températures de préfissuration et pour une vitesse de déformation de 10^{-5} s^{-1} (Homand-Etienne et al, 1989 [26])

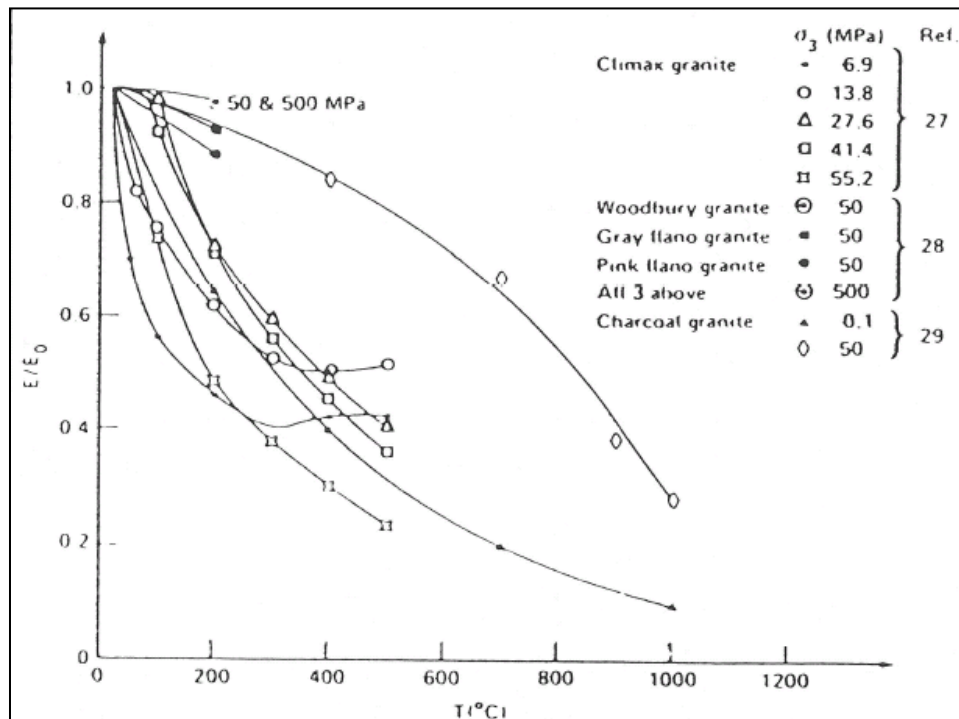


Figure 2.2 : Variation du module de Young pour différents granites en fonction de la température et la pression de confinement (Heuzé, 1982 [28])

Selon Heuzé (1982, [28]), la résistance à la traction indirecte (essais brésiliens) est une fonction décroissante de la température (Figure 2.3).

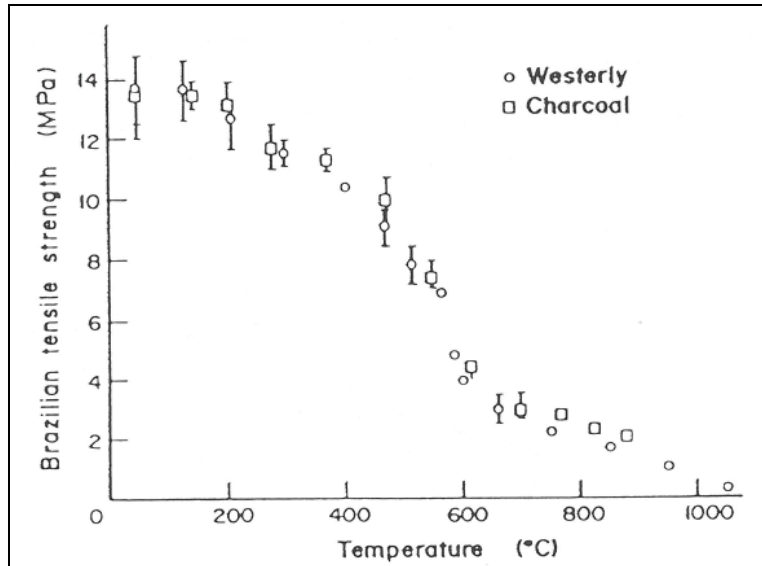


Figure 2.3 : Evolution de la résistance à la traction du granite avec la température (Heuzé, 1982 [28])

Le coefficient de dilatation thermique linéique α varie peu entre 0 et 100°C et augmente avant le seuil de microfissuration (573 °C). Cette augmentation peut être modélisée par l'équation (Rejeb, 1992 [29]) :

$$\alpha = 5.10^{-6} + 10^{-7}(T - 22) \quad (2.1)$$

où T est exprimée en degré Celsius. Le coefficient diminue ensuite à cause de l'absorption partielle de la dilatation des grains par les vides présents dans le matériau (Richter, 1974 [45]). Une valeur moyenne de $8,9.10^{-6} \text{ C}^{-1}$ peut être affectée à α pour $22 \text{ °C} \leq T \leq 100 \text{ °C}$.

Selon Takarli (2006, [27]) et comme le montre la Figure 2.4, la perméabilité est une fonction croissante de la température dans la gamme [100, 600]°C.

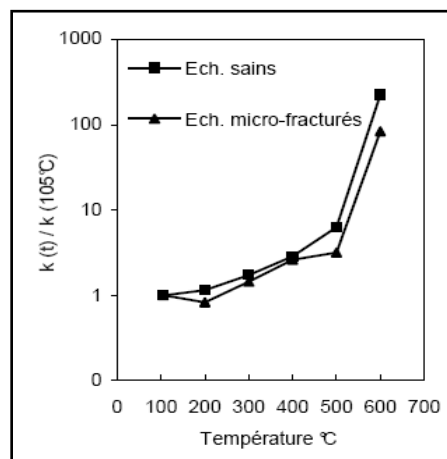


Figure 2.4 : Variation de la perméabilité du granite en fonction de la température (Takarli, 2006 [27])

La conductivité thermique λ est une fonction décroissante de la température alors que la capacité calorifique C_p augmente avec la température en présentant une discontinuité à la température de

transition $\alpha - \beta$ (Figure 2.5). Heuzé (1982, [28]) a proposé les relations suivantes pour la conductivité thermique λ et la capacité calorifique C_p du granite en fonction de la température T exprimée en $^{\circ}\text{C}$:

$$\lambda = 11,3 \times 10^{-3}/T + 4,54 \times 10^{-3} \text{ (cal/cm.sec.deg)} \quad (2.2)$$

$$C_p = 3,46 \times 10^{-4}T + 0,184 \text{ (cal/g.deg)} \quad (2.3)$$

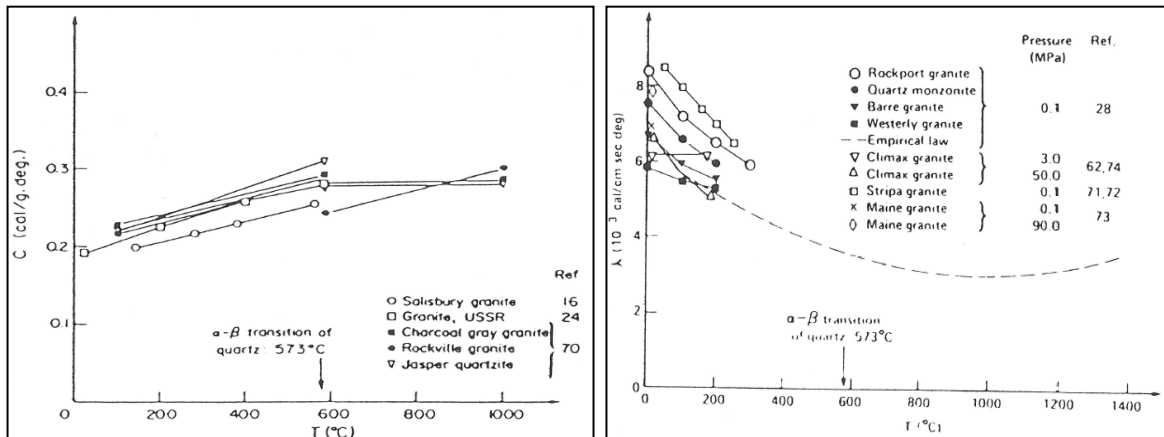


Figure 2.5 : Variation de la capacité calorifique et de la conductivité thermique du granite en fonction de la température (Heuzé, 1982 [28])

2.1.2 Comportement du béton classique

Le béton est un matériau de construction composite fabriqué à partir de granulats agglomérés par un liant. Il subit avec la température de fortes modifications physico-chimiques qui influencent l'évolution de ses propriétés mécaniques et thermiques. On dit qu'il est endommageable. La déshydratation, les réactions de transformation, la pression dans les pores, la dilatation différentielle entre la pâte de ciment et les granulats engendrent des effets importants sur les propriétés du béton à haute température (Choinska, 2006 [30]). La masse volumique du béton dépend fortement de la nature des granulats, elle varie entre 2000 et 2600 kg/m^3 , et pour chaque décomposition, elle est une fonction décroissante de la température (Menou, 2004 [31]). Via la même référence, nous disposons de la variation du coefficient de Poisson en fonction de la température (Figure 2.6). Etant égal à 0,28 à température ambiante, ce coefficient diminue jusqu'à 0,1 à 400 $^{\circ}\text{C}$.

La Figure 2.7 présente la variation du module de Young relatif du béton en fonction de la température pour trois valeurs différentes du rapport Eau/Ciment noté w/c : 0,3; 0,4 et 0,5. On remarque que le module de Young est une fonction décroissante de la température (Hager, 2013 [43]).

Concernant la résistance à la compression du béton, en montant de la température ambiante à 100 $^{\circ}\text{C}$, on remarque une diminution qui ne dépasse pas 20%, suivie d'une augmentation entre 100 et 200 $^{\circ}\text{C}$. Ceci peut être expliqué par la rigidification de la microstructure de la pâte de ciment due au départ de l'eau adsorbée. Au delà de 200 $^{\circ}\text{C}$, la résistance commence à diminuer à cause de la microfissuration (Menou, 2004 [31]). La résistance à la traction du béton n'a pas été étudiée autant que la résistance en compression. Les travaux réalisés à haute température montrent une chute de cette résistance avec la température.

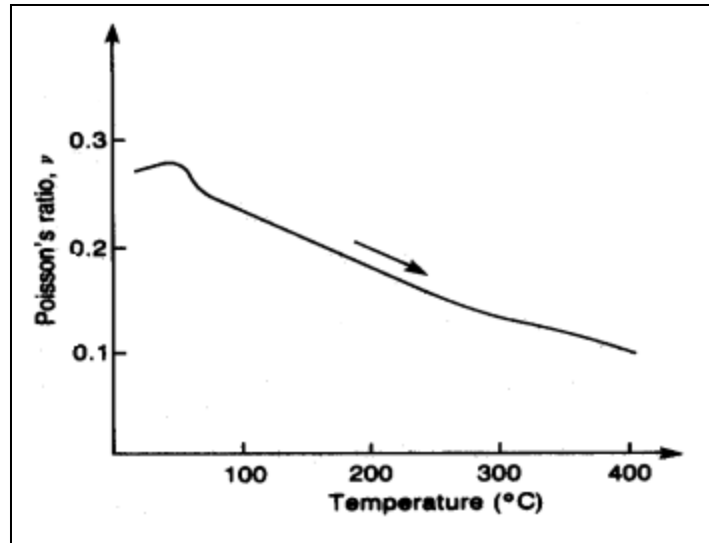


Figure 2.6 : Evolution du coefficient de Poisson en fonction de la température pour un béton ordinaire (Menou, 2004 [31])

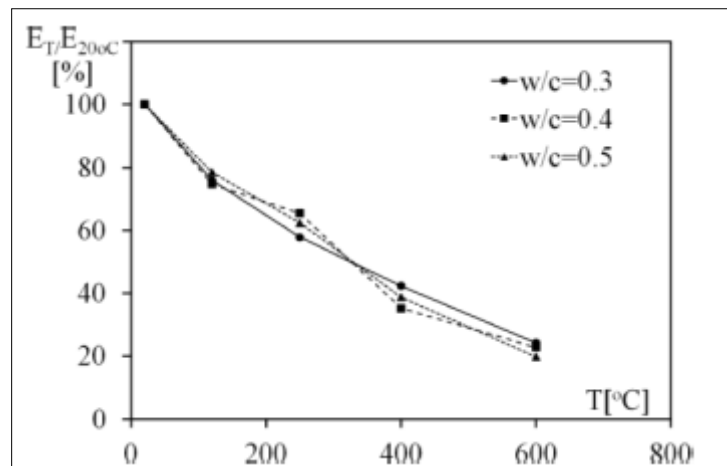


Figure 2.7 : Variation du module de Young relatif de trois bétons ayant trois différents rapports "Eau/Ciment" (noté w/c) en fonction de la température (Hager, 2013 [43])

La perméabilité du béton augmente avec la température de manière exponentielle. Cette augmentation est attribuée à l'évolution de la microstructure avec la température qui concerne la microfissuration thermique due à la déshydratation et plus particulièrement l'augmentation du volume et de la taille des pores capillaires connectés dont une famille est propre à la pâte de ciment et l'autre aux bétons (pores aux interfaces pâte-granulat) (Choinska, 2006 [30]; Gaweska Hager, 2004 [32]).

La dilatation thermique du béton dépend principalement de la dilatation des granulats (70 % du volume de béton) et elle est quasi-insensible aux déformations de la pâte de ciment. D'une part, la pâte de ciment subit une expansion jusqu'à environ 150 °C, puis une contraction due à la diminution de la tension capillaire et de l'eau. D'autre part, les granulats subissent toujours une expansion thermique (variable en fonction de leur nature, de leur teneur initiale en eau et de leur stabilité thermique et chimique). Pour des températures autour de 570 °C, le coefficient de dilatation thermique augmente d'une manière brutale.

La conductivité thermique diminue lorsque la température augmente que Collet (1977, [44]) explique par la détérioration de la microstructure.

L'évolution de la capacité calorifique C_p du béton est principalement liée à celle de la pâte de ciment. Le type de granulats influe peu sur cette capacité pour des températures inférieures à 800 °C. Entre 100 et 800 °C, C_p augmente fortement à cause de la contribution de la chaleur latente causée par la déshydratation du ciment. En général, la fonction $C_p(T)$ présente un pic entre 100 et 200 °C qui correspond à la température d'évaporation de l'eau (De Sa, 2007 [33]; Menou, 2004 [31]).

2.1.3 Synthèse

La synthèse bibliographique effectuée dans cette première partie du chapitre sur les propriétés thermiques, hydrauliques et mécaniques du granite et du béton ainsi que sur l'évolution de ces propriétés en fonction de la température permet de retenir les deux conclusions suivantes :

- Lorsque la température augmente, le granite se fissure et sa tenue mécanique diminue (réduction du module de Young, de la résistance en compression et de la résistance en traction). La création de fissures entraîne la pénétration de l'air dans la roche et par conséquent la diminution de sa conductivité thermique et l'augmentation de sa capacité calorifique. De même, les fissures rendent le granite perméable. Quant à la dilatation thermique, elle augmente dans un premier temps puis diminue à cause de l'absorption partielle de la dilatation des grains par les vides présents dans le matériau.
- En ce qui concerne le béton classique, on observe les mêmes effets au niveau des propriétés mécaniques, hydrauliques et thermiques et ceci à cause de la microfissuration et de la rupture des liaisons internes dans la microstructure. En revanche, la dilatation thermique augmente en fonction de la température à cause de l'expansion des granulats qui forment 70% en volume du béton.

Le Tableau 2.2 présente une récapitulation de ces propriétés à température ambiante et donne leur évolution en fonction de la température.

Tableau 2.2 : Propriétés moyennes du granite et du béton à température ambiante et leur évolution en fonction de la température

Matériau	Granite		Béton génie civil	
Propriété	Température ambiante	Augmentation de la température	Température ambiante	Augmentation de la température
Module de Young (GPa)	35	↘	20	↘
Coefficient de Poisson	0,25	↘	0,25	↘
Résistance à la compression (MPa)	60	↘	30	↘
Résistance à la traction (MPa)	6	↘	1	↘
Coefficient de dilatation thermique (K^{-1})	$8,9 \cdot 10^{-6}$	↗↘	1×10^{-5}	↗
Conductivité thermique (W/m/K)	2,5	↘	1,75	↘
Capacité calorifique (J/Kg/K)	970	↗	880	↗
Perméabilité (m^2)	10^{-15}	↗	10^{-18}	↗

2.2 Etude expérimentale des matériaux de revêtement

Les sollicitations complexes auxquelles sont exposées les régénérateurs nécessitent la mise en œuvre d'un revêtement composé de matériaux spéciaux (bétons réfractaires, matériaux frittés, isolants thermiques à cellules fermées, isolants thermiques à porosité ouverte) pour satisfaire les exigences d'isolation thermique, d'étanchéité et de stabilité mécanique et chimique pendant l'exploitation du stockage. Ces matériaux sont fournis par Saint-Gobain, et sont connus pour leur grande résistance aux hautes températures et leur faible conductivité thermique. Faute de données suffisantes sur le comportement thermo-hydro-mécanique de ces matériaux, une campagne d'essais dédiée a été conduite en laboratoire pour caractériser ce comportement.

Les principaux objectifs de cette étude expérimentale peuvent être résumés comme suit:

- La caractérisation des matériaux à l'état vierge pour constituer une base de données de référence.
- L'évaluation des modifications induites sur les propriétés par des conditions de cyclage proches de celles rencontrées dans le stockage. Ainsi, après caractérisation à l'état initial, les échantillons sont soumis à une pression hydrostatique variant d'une manière cyclique puis analysés de nouveau et leurs résultats comparés avec les résultats de référence.
- L'étude de l'effet de la température sur les propriétés mécaniques en conditions normales et après sollicitation cyclique.

Dans cette seconde partie du chapitre, nous commençons par présenter les différents matériaux choisis et les dispositifs expérimentaux mis en œuvre pour la conduite du programme expérimental, puis les résultats obtenus sont décrits et analysés.

2.2.1 Les matériaux choisis

Une large gamme de matériaux réfractaires a été retenue afin de choisir ceux qui sont les plus compatibles par rapport aux critères fixés. En tout, quatre classes de matériaux réfractaires ont été étudiées :

1. Bétons réfractaires :
 - Le **Monoguard** est un béton alumineux dense à base de grains de corindon (plutôt pièces de forme, coulage en place possible). Il est utilisé par exemple dans les creusets de hauts-fourneaux.
 - Le **Y75LCC** est un béton alumineux dense à base de chamotte (pièces de forme, coulage en place), utilisé dans les poches et chenaux pour fonderie d'aluminium.
2. Matériaux denses frittés à haute température :
 - Le **MS6** est une brique dense à base d'andalousite utilisée dans les fours verriers (pièces de jonction pour voûtes, chenaux...), les hauts-fourneaux ...
3. Isolants thermiques à cellules ouvertes :
 - Le **RI30** ou **RI26** sont des briques isolantes alumineuses (non-produites par Saint-Gobain) utilisées pour l'isolation de tous types de fours, aussi bien en face chaude qu'en face froide.
4. Isolants thermiques à cellules fermées :
 - Le **CA333** est un béton à base de grains de corindon globulaire avec 25 à 30% de porosité fermée (pièces de forme, coulage en place), utilisé dans une gamme d'applications très large (comme les briques RI30), avec en plus les avantages du béton coulé en place pour réaliser des voûtes, couvertures...

Les compositions minéralogiques de ces matériaux sont indiquées dans le Tableau 2.3. Leurs propriétés thermiques étant bien connues par Saint-Gobain à différentes températures, le programme expérimental ne comprend donc aucune nouvelle mesure dans ce sens. Le Tableau 2.4 récapitule les propriétés thermiques moyennes de ces matériaux.

Tableau 2.3 : Compositions minéralogiques des matériaux choisis (Données Saint-Gobain)

Matériau	Al ₂ O ₃ (%)	SiO ₂ (%)	Fe ₂ O ₃ (%)	CaO (%)	SiC (%)	TiO ₂ (%)	K ₂ O (%)	Na ₂ O (%)
Monoguard	86	5,5	0,3	0,2	4	0	0	0
Y75LCC	44,75	48,5	0	2,85	0	1,6	0	0,6
RI30	67	31	0,5	0,3	0	0,5	0	0,3
RI26	41,2	51,9	1,08	0	0	0,97	2,91	0,09
CA33	95,68	0,05	0,13	3,9	0	0	0	0,24
MS6	62	0	0,9	0	0	0,25	0	0,35

Tableau 2.4 : Propriétés thermiques des matériaux choisis (Données Saint-Gobain)

Matériau	Masse volumique (Kg/m ³) à 20°C	Conductivité thermique (W/m/K)	Capacité calorifique (J/kg/K) à 20°C	Dilatation linéique (× 10 ⁻⁶ /K) à 20°C
Monoguard	3330	3,8 (800 °C)	950	0,78
Y75LCC	2115	1,3 (651°C)	1090	0,6
RI30	1159	0,44 (800 °C)	1100	0,6
RI26	800	0,31 (800 °C)	1100	0,6
CA33	1620	0,9 (400 °C)	970	0,75
MS6	2530	1,85 (1000 °C)	1050	0,59

2.2.2 Programme expérimental

Le programme expérimental mis en œuvre a pour objectif, d'une part, de déterminer les propriétés mécaniques, hydrauliques et hydromécaniques des matériaux dans leur état initial et après cyclage, et d'autre part, d'analyser l'effet de la température sur leurs caractéristiques mécaniques. Ainsi, un essai de compression simple classique permet de mesurer le module de Young et la résistance en compression ; l'essai brésilien donne la résistance à la traction ; l'essai de flexion est utilisé pour mesurer le module de Young et la résistance à la traction à différentes températures ; les propriétés hydrauliques sont identifiées à partir de la mesure de la porosité et de la perméabilité ; enfin l'essai de compression isotrope permet la détermination du coefficient de Biot.

Les propriétés déduites de cette campagne expérimentale serviront à alimenter les modèles numériques qui seront développés dans la suite de la recherche pour modéliser le comportement des cavités de stockage et de leurs revêtements.

2.2.2.1 Essai de compression simple

L'essai de compression simple consiste à soumettre un échantillon cylindrique d'élancement 2 (rapport de la hauteur sur le diamètre) à une force axiale croissante jusqu'à sa rupture (Figure 2.8). La déformation axiale est mesurée à la fois par un capteur inductif placé entre les deux plateaux de la presse (mesure globale) et par des jauges de déformations (mesure locale). La déformation

transversale est mesurée uniquement par des jauges. Les jauges sont collées à mi-hauteur de l'échantillon où les effets de bord sont atténués et où le champ de contrainte est uniaxial. Plusieurs cycles de charge-décharge sont effectués à différents niveaux de contraintes. Pour chacun de ces cycles, les modules sécants sont mesurés suivant les boucles d'hystérésis. Le module de Young et le coefficient de Poisson sont alors déterminés par :

$$E = \frac{\Delta\sigma_1}{\Delta\varepsilon_1} \quad (2.4)$$

$$\nu = -\frac{\Delta\varepsilon_3}{\Delta\varepsilon_1} \quad (2.5)$$

où σ_1 est la contrainte axiale, ε_1 et ε_3 sont respectivement les déformations axiale et transversale. Ces modules sont déterminés en calculant la moyenne des valeurs trouvées pour chaque cycle de charge-décharge. Cet essai permet aussi de mesurer la résistance à la compression simple qui correspond à la contrainte axiale au moment de la rupture.

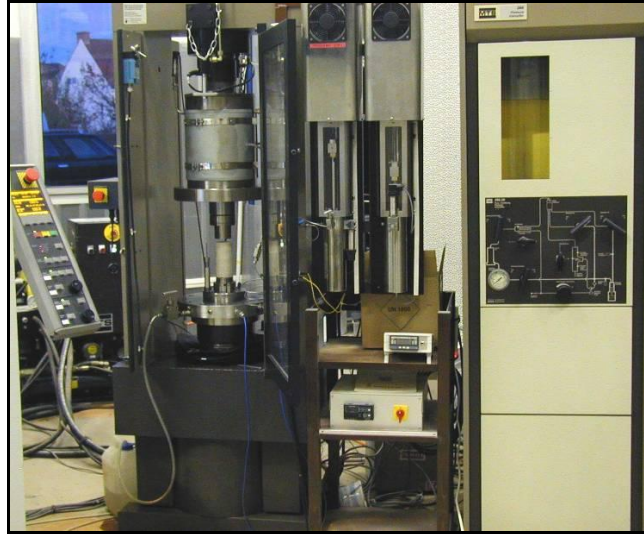


Figure 2.8 : Presse hydraulique pour essais de compression simple et triaxiale (Centre de Géosciences)

2.2.2.2 Essai brésilien

L'essai brésilien permet de mesurer indirectement la résistance à la traction d'un matériau. Il consiste à comprimer une éprouvette cylindrique d'élancement $\frac{1}{2}$ le long de deux génératrices diamétralement opposées (Figure 2.9). La résistance à la traction R_t est déterminée par :

$$R_t = \frac{2F}{\pi DH} \quad (2.6)$$

Dans cette égalité F est la valeur de la force au moment de la rupture, D est le diamètre de l'éprouvette et H son épaisseur.

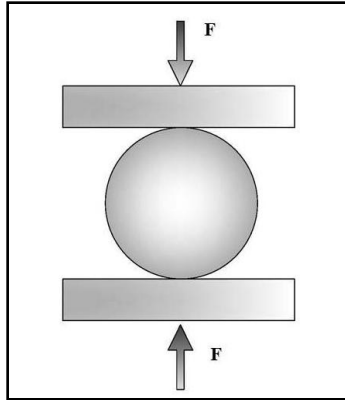


Figure 2.9 : Schéma de principe de l'essai brésilien

2.2.2.3 Essai de flexion à haute température

Cet essai a été retenu pour étudier l'évolution des principales propriétés mécaniques des matériaux en conditions cyclées ou non avec la température. Les essais ont été réalisés au Centre des Matériaux de MINES ParisTech à Evry.

L'essai de flexion trois points tire son appellation des trois points d'application des efforts qui le caractérisent : un point de chargement et deux points d'appui (Figure 2.10). Les échantillons ont une forme parallélépipédique de dimensions en mm : $L=125$, $b=25$, $h=15$.

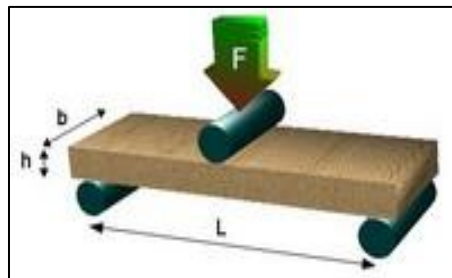


Figure 2.10 : Schéma du montage de l'essai de flexion trois points (<http://www.reve-de-pierre.fr>)

L'assemblage comporte une machine de flexion statique, instrumentée pour la mesure de la force F appliquée et du déplacement relatif entre le point central et les points d'appuis (flèche f). Les essais ont été effectués à quatre températures différentes (20, 200, 400 et 600°C) en vue d'étudier l'effet de ce paramètre sur le module de Young et la résistance à la traction des échantillons (Figure 2.11).

Les échantillons sont introduits dans le four à la température d'essai. Les calculs préliminaires montrent qu'une durée de 25 minutes est suffisante pour atteindre la stabilisation. Les mesures sont interprétées via la théorie des poutres en exprimant au niveau de la face tendue une contrainte σ et une déformation ε :

$$\sigma = \frac{3FL}{2bh^2} \quad (2.7)$$

$$\varepsilon = \frac{6hf}{L^2} \quad (2.8)$$

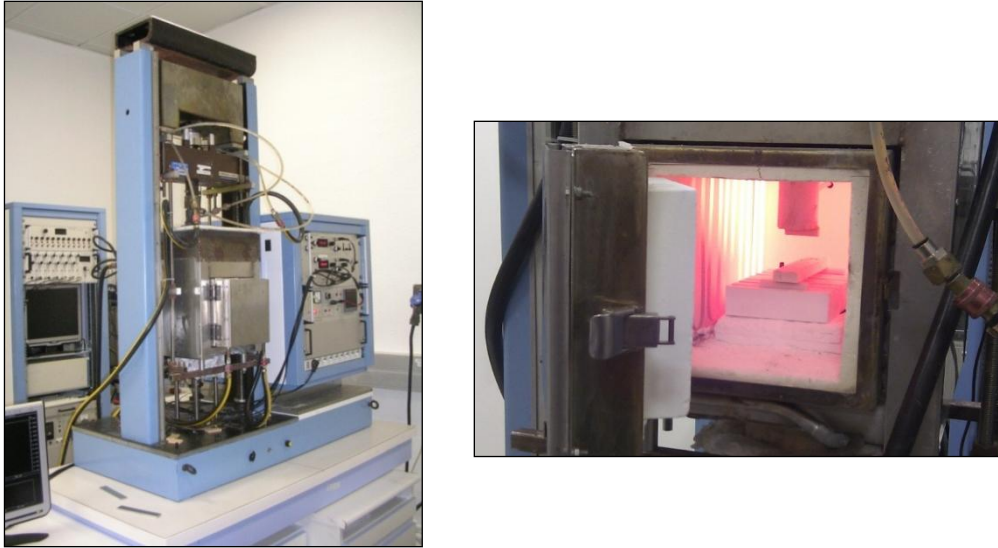


Figure 2.11 : Dispositif de mesure de flexion trois points à haute température (Centre des Matériaux à Evry)

Dans la partie réversible du comportement de l'éprouvette, on peut déterminer le module d'élasticité E à partir de la pente $d\sigma/d\varepsilon$ de la courbe effort-déformation par une formule proposée par Fischer et al., en 1981 qui tient compte de l'effort tranchant et qui nécessite donc la connaissance du coefficient de poisson. Dans la suite, nous retenons le module apparent $E_{app} = d\sigma/d\varepsilon$ et nous négligeons la correction apportée par cette formule étant donné que le rapport h/l est très faible.

2.2.2.4 Mesure de la porosité

La porosité dans l'absolu est le total des vides contenus dans un matériau. Cependant, un milieu poreux peut contenir des zones occluses (non accessible au fluide). D'un point de vu poromécanique, la porosité correspond à la fraction des vides qui est accessible au fluide saturant et elle est donnée par :

$$\phi = \frac{\text{Volume des vides connectés}}{\text{Volume total}} \quad (2.9)$$

La méthode suivie pour la mesure de la porosité est en accord avec la définition ci-dessus et comprend les étapes suivantes :

- séchage de l'échantillon à l'air ;
- mise sous vide (1,5 kPa) pendant 6 heures ;
- saturation avec du CO_2 (90 kPa) pendant 14-16 heures ;
- mise sous vide poussé (< 1 Pa) pendant au moins 20 heures ;
- saturation par ascension capillaire (1,5 kPa) en 8 heures ;
- mise sous pression d'eau (1,9 kPa) pendant au moins 24 heures.

La porosité est déterminée à partir des masses des échantillons dans les états suivants :

- état sec m_{sec} après séchage à l'étuve à 105°C pendant au moins 24 heures.
- état saturé m_{sat} après essuyage de la surface avec un chiffon mouillé ;
- état immergé dans de l'eau m_{imm} ;

Ainsi le volume de l'espace poreux V_p est donné par :

$$V_p = \frac{m_{sat} - m_{sec}}{\rho_{eau}} \quad (2.10)$$

En écrivant l'équilibre des forces extérieures sur un échantillon immergé dans l'eau et en considérant la poussée d'Archimède, on peut calculer facilement le volume du squelette solide V_s , d'où :

$$V_s = \frac{m_{sec} - m_{imm}}{\rho_{eau}} \quad (2.11)$$

Ainsi la porosité est donnée par :

$$\phi = \frac{V_s}{V_s + V_p} \quad (2.12)$$

Mesure par porosimétrie à mercure

Le principe de la mesure consiste à injecter du mercure dans un échantillon où l'on a préalablement fait le vide. Le milieu poreux est alors assimilé à un réseau de capillaires dont le rayon moyen est déterminé par la formule de Jurin :

$$p_c = \frac{2t_s \cos \theta}{r} \quad (2.13)$$

où p_c est la pression capillaire, t_s la tension superficielle, θ l'angle de la mouillabilité et r le rayon moyen des capillaires.

Ainsi on a la distribution porosimétrique de chacun des matériaux choisis en fonction du diamètre moyen des pores. Les essais porosimétriques ont été effectués avec un AutoPore IV 9500 (Micromeritics) permettant d'injecter le mercure avec une pression comprise entre 0,003 et 220 MPa, soit des diamètres d'accès de pores compris entre 7 nm et 400 μ m.

2.2.2.5 Mesure de la perméabilité

La perméabilité d'un matériau correspond à son aptitude à se laisser traverser par un fluide de référence sous l'effet d'un gradient de pression. On distingue trois types de perméabilité :

1. La perméabilité intrinsèque, qui, comme son nom l'indique, est intrinsèque au matériau et dépend seulement de la microstructure du milieu poreux et de ses caractéristiques morphologiques. Elle est exprimée en unité de surface.
2. La conductivité hydraulique dépend non seulement des caractéristiques intrinsèques du milieu poreux mais aussi des propriétés du fluide percolant. Elle est exprimée en unité de vitesse.
3. La perméabilité apparente est la perméabilité d'un matériau pour lequel le fluide de percolation est un gaz.

En 1856, Darcy a établi une relation entre la vitesse de percolation d'un fluide dans un milieu poreux et le gradient de pression du fluide. Cette relation s'appuie sur les hypothèses suivantes :

- le milieu poreux est totalement saturé par une seule phase fluide ;
- les forces d'écoulement sont dues seulement à la viscosité ;
- il n'y a pas d'interaction physico-chimique entre le fluide et le matériau ;

- l'écoulement du fluide est supposé laminaire.

En négligeant l'effet des pertes de charge associées aux différences d'altitude et en supposant l'isotropie du milieu poreux, la loi de Darcy s'écrit :

$$\vec{q} = -\frac{K}{\mu_f} \vec{\nabla} p \quad (2.14)$$

où $\vec{q}$ est la vitesse de filtration, μ_f la viscosité dynamique du fluide, K la perméabilité intrinsèque et p la pression du fluide de percolation.

Lorsque le fluide percolant est un gaz, la perméabilité «intrinsèque» mesurée est relativement plus grande que celle mesurée quand le fluide est un liquide. Ceci est dû d'après Klinkenberg (1941, [34]) à un phénomène de «glissement» entre les molécules de gaz et les parois solides. Ce phénomène se traduit par le choc des molécules de gaz avec les parois, ce qui rend la vitesse du gaz sur les parois des pores non nulle. Il en résulte que l'écoulement du gaz comprend à la fois un écoulement de glissement et un écoulement visqueux. Ce phénomène s'accroît lorsque le rayon des pores est voisin du libre parcours moyen des molécules de gaz et il est d'autant moins important lorsque la pression du gaz est importante. Ainsi la perméabilité apparente est exprimée par :

$$K_a = K_{a\infty} \left(1 + \frac{\beta}{p_m} \right) \quad (2.15)$$

où K_a est la perméabilité apparente, β le coefficient de Klinkenberg, p_m la pression moyenne du gaz et $K_{a\infty}$ est la valeur de K_a pour p_m infinie. Selon cette théorie $K_{a\infty}$ est la perméabilité intrinsèque.

La mesure de la perméabilité d'un échantillon est basée sur l'application de la loi de Darcy, dans la limite de sa validité. On décrit par la suite les différents moyens utilisés pour mesurer cette propriété.

Perméamètre à air à charge variable (IFP)

Les mesures de perméabilité sont réalisées sur des échantillons cylindriques de 40 mm de diamètre et d'élancement voisin de 1,5. Une dépression est créée par une poire dans une chambre à la base de l'échantillon confiné dans un porte-carte (confinement de 0,7 MPa). La face supérieure de l'échantillon reste soumise à la pression atmosphérique. La dépression, égale à la hauteur d'eau dans un tube, induit une remontée de l'eau dans le tube gradué communicant avec la chambre inférieure. Ce tube comprend trois sections différentes de progression : 1, 10 et 50 mm. Ce perméamètre a donc trois gammes de sensibilité (Figure 2.12). On mesure ensuite le temps d'écoulement entre 2 graduations. La perméabilité est calculée par :

$$K = \frac{B\eta H}{\Delta t S} \quad (2.16)$$

avec :

- B une constante dépendante de la géométrie de l'appareil
- η est la viscosité de l'air, fonction de la température et de l'humidité
- H la longueur de l'échantillon
- S la section de l'échantillon
- Δt le temps d'écoulement entre deux repères

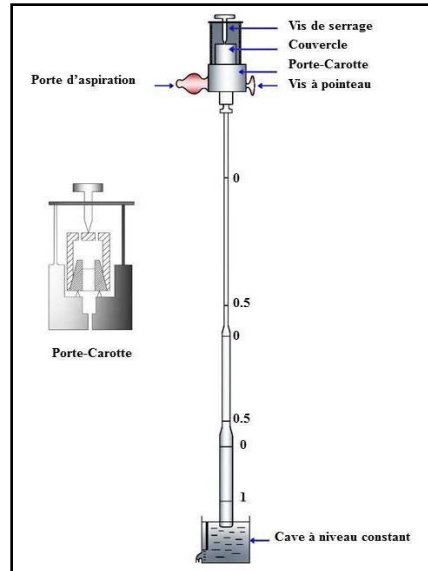


Figure 2.12 : Perméamètre à charge variable IFP

Perméamètre à charge fixe Hassler

Ce dispositif est utilisé pour mesurer la perméabilité dans des gammes entre 10^{-14} et 10^{-16} m^2 . L'échantillon a un diamètre de 40 mm et un élançement de 2. La mesure est effectuée en régime permanent en imposant un gradient constant à travers l'échantillon confiné à une pression supérieure à la pression du fluide aux deux faces de l'échantillon (12 MPa). On peut effectuer une mesure dans les deux directions comme le montre la Figure 2.13.

a. Perméabilité à l'eau

$$K = \frac{\mu Q}{S} \frac{H}{P_1 - P_2} \quad (2.17)$$

avec :

- Q le débit volumique du fluide,
- μ la viscosité du fluide,
- S la section de l'échantillon,
- H la longueur de l'échantillon,
- P_1 la pression amont, face d'entrée du liquide,
- P_2 la pression aval, face de sortie du liquide, généralement voisine de la pression atmosphérique.

b. Perméabilité au gaz

$$K = \frac{2\mu Q_a H}{S} \frac{P_a}{P_1^2 - P_2^2} \quad (2.18)$$

avec :

- Q_a le débit volumétrique du fluide mesuré à la pression P_a ,
- μ la viscosité du fluide,
- S la section de l'échantillon,
- P_a la pression à laquelle on mesure le débit Q_a ,
- P_1 la pression amont, face d'entrée du gaz,
- P_2 la pression aval, face de sortie du gaz.

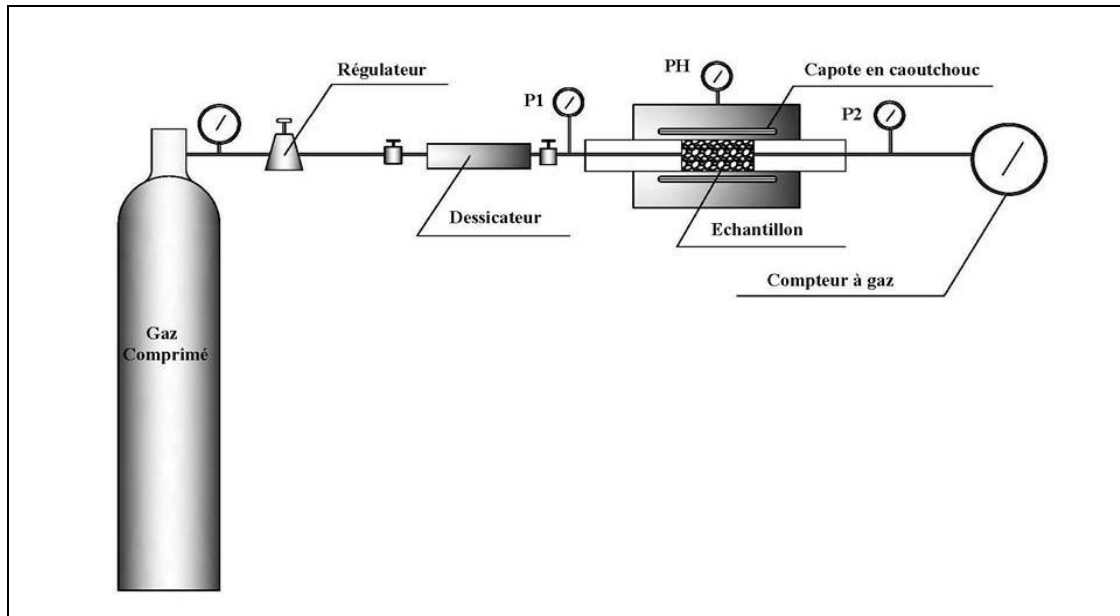


Figure 2.13 : Schéma de principe d'un perméamètre à air à charge constante

Mesure de la perméabilité apparente par Pulse-Test

Le dispositif utilisé pour mesurer la perméabilité dans des gammes entre 10^{-16} et 10^{-21} m^2 comprend une cellule triaxiale dans laquelle l'échantillon cylindrique (40 mm de diamètre et 80 mm de hauteur) est confiné et un capteur différentiel qui sert à mesurer la différence de pression entre l'amont et l'aval de l'échantillon. La Figure 2.14 montre le principe de fonctionnement de cet outil de mesure. Une pression statique P est appliquée sur les deux faces de l'échantillon afin d'avoir une pression de pore homogène au sein de l'échantillon. Ensuite, une surpression initiale ΔP_i est appliquée à une seule extrémité et la différence de pression $\Delta P = P_1 - P_2$ est mesurée en fonction du temps à l'aide du capteur de pression différentielle.

L'expression simplifiée de l'évolution de la pression différentielle en fonction du temps $\Delta P(t)$ suit une loi exponentielle (Brace et al. 1968 [41], Dana et al. 1999 [42]) :

$$\Delta P(t) = \Delta P_i e^{-ct} \quad (2.19)$$

avec c défini par :

$$c = \frac{K_a S}{\mu_f H} \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right) P_f \quad (2.20)$$

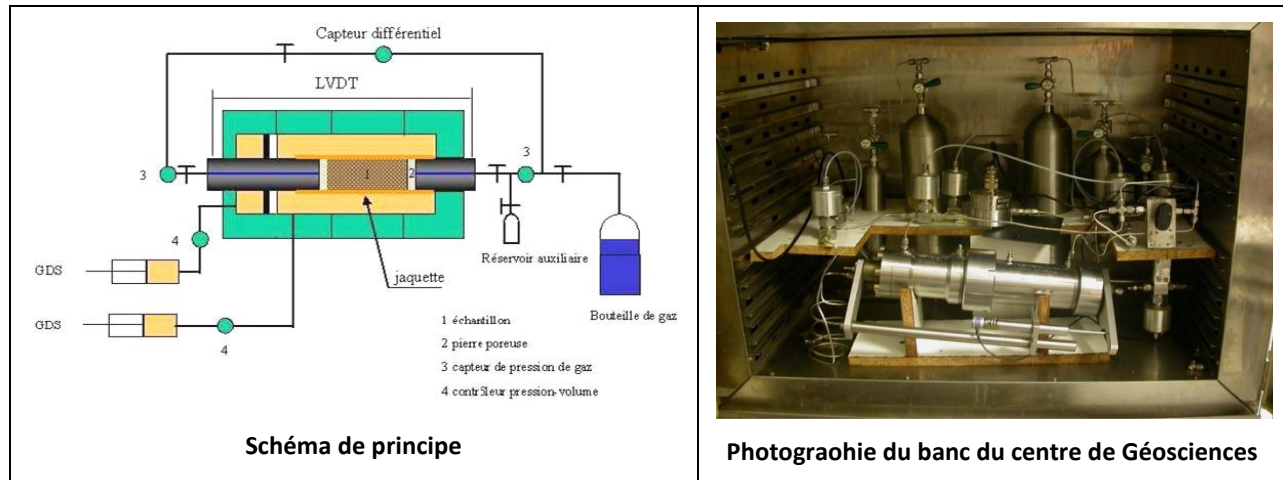


Figure 2.14 : Banc de mesure de faible perméabilité par Pulse-Test

où K_a est la perméabilité apparente de l'échantillon, S et H sont respectivement la surface et la hauteur de l'échantillon, μ_f la viscosité du fluide de percolation, V_1 et V_2 sont les volumes des réservoirs tampon et P_f la pression de gaz finale.

Après avoir déduit c , on peut facilement calculer la perméabilité apparente K . Afin de caractériser l'effet Klinkenberg et en déduire la perméabilité intrinsèque, les mesures de perméabilité apparente sont réalisées à des pressions statiques différentes. En effet, ce dispositif est le plus souvent utilisé avec un gaz comme fluide percolant.

2.2.2.6 Essai de compression isotrope

Les simulations hydromécaniques préliminaires ont montré l'importance des paramètres poroélastiques des matériaux dans leur comportement par rapport aux sollicitations appliquées (incompressibilité, coefficient de Biot, module de Biot...). Des essais de compression isotrope sont donc réalisés pour identifier ces paramètres. Avant de décrire le dispositif expérimental mis en œuvre, nous commençons par rappeler les notions générales suivantes de poromécanique.

Définition d'un milieu poreux saturé

Un milieu poreux est défini à l'échelle macroscopique comme étant un milieu continu solide à travers lequel peut circuler un fluide. Les démarches développées par Biot (1941, [35]; 1955, [36]; 1977, [37]), puis par Coussy ([38], 1991; 1995, [39]) pour modéliser ces milieux considèrent qu'un milieu poreux peut être décrit comme la superposition de deux milieux continus : le "squelette" et le "fluide". A chaque instant, la matière contenue dans un volume élémentaire représentatif de l'espace poreux est donc représentée par deux particules matérielles, l'une de "squelette", qui représente la partie du réseau solide, l'autre de "fluide", qui représente le fluide saturant l'espace poreux et éventuellement polyphasique (Figure 2.15).

Notion de contrainte effective et coefficient de Biot

En 1923, Terzaghi a introduit la notion de contrainte effective dans le contexte de la théorie classique de consolidation des sols saturés. Cette contrainte est définie comme étant la seule variable de contrainte qui gouverne la réponse en déformation d'un matériau poreux, indépendamment de la valeur de la pression interstitielle. Elle est donnée par :

$$\underline{\sigma}' = \underline{\sigma} + p\underline{I} \quad (2.21)$$

où $\underline{\sigma}'$ et $\underline{\sigma}$ sont respectivement le tenseur des contraintes effectives et le tenseur des contraintes totales, p est la pression interstitielle et $\underline{I}$ est la matrice identité. Cette notion a donné satisfaction en mécanique des sols pour les milieux poreux relativement perméables et à porosité assez élevée.

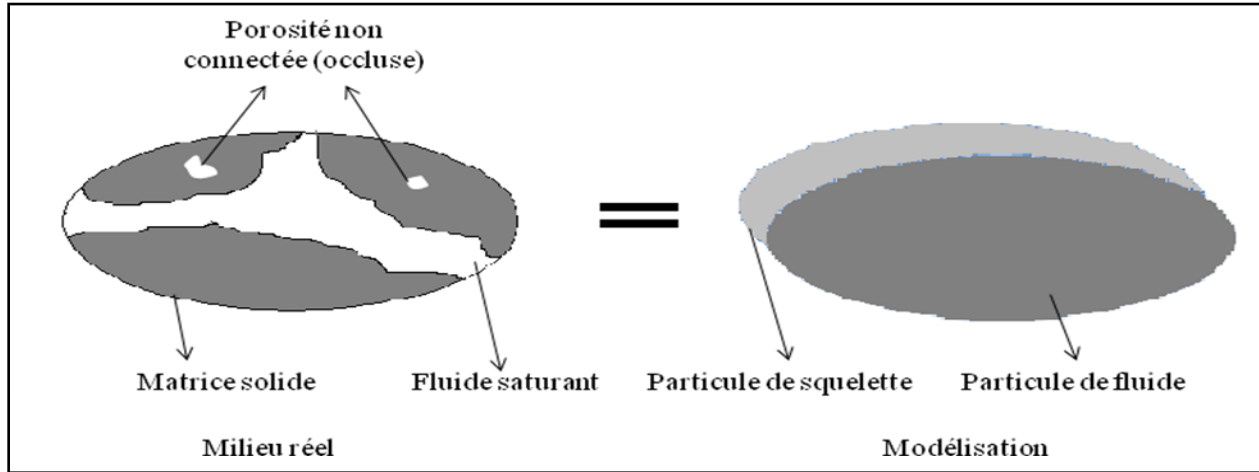


Figure 2.15 : Modélisation du milieu poreux comme superposition de deux milieux continus

La première formulation générale du comportement des milieux poreux en élasticité linéaire a été établie par Biot (1941,[35]). Il a considéré que les grains constituant la matrice solide subissent des déformations, ce qui induit un réajustement de la formulation des contraintes effectives :

$$\underline{\sigma}' = \underline{\sigma} + b p \underline{I} \quad (2.22)$$

où b est le coefficient de Biot.

Ce coefficient indique dans quelles proportions la pression interstitielle soulage le squelette des contraintes totales suite à la déformation de la matrice solide. Il dépend donc du contraste entre la rhéologie de la matrice et celle du squelette. On peut en effet montrer dans le cas de la poro-élasticité linéaire que le coefficient de Biot s'écrit :

$$b = 1 - \frac{K_B}{K_S} \quad (2.23)$$

où K_B et K_S sont respectivement les modules d'incompressibilité du squelette et du solide.

Principe de l'essai

Le principe de cet essai est de mesurer les modules d'incompressibilité du squelette et du solide et déduire ensuite le coefficient de Biot à partir de l'équation (2.23).

Nous disposons au Centre de Géoscience d'une cellule de diamètre intérieure de 100 mm et d'une hauteur intérieure de 250 mm pouvant supporter une pression maximale de 25 MPa. Le couvercle de cette cellule a été modifié pour permettre le passage des fils électriques liés aux jauges de déformation. La Figure 2.16.a montre le schéma du montage pour les essais de déformabilité en cellule à pression d'eau, cette dernière est imposée par de l'huile pressurisée par un multiplicateur de

pression alimenté par l'air comprimé en ligne du laboratoire. On dispose aussi d'un dispositif à pression de gaz (Figure 2.16.b), mais ce dispositif n'a pas été utilisé car sa mise en œuvre est difficile et une certification est nécessaire pour des raisons de sécurité. La Figure 2.17 montre le dispositif de compression isotrope utilisé.

Les déformations de l'échantillon cylindrique sont mesurées par des jauges qui sont protégées de l'eau par du silastène avec un adjuvant permettant d'obtenir une thixotropie du mélange pour une application locale. La pression dans la cellule et les déformations sont enregistrées en continu.

La mesure du coefficient de Biot nécessite un essai de compression hydrostatique non drainé (le fluide saturant ne sort pas de l'échantillon), essai difficile à mettre en œuvre. Ce coefficient est donc déterminé en utilisant des relations théoriques de la poro-élasticité et ce en passant par la mesure des modules d'incompressibilité.

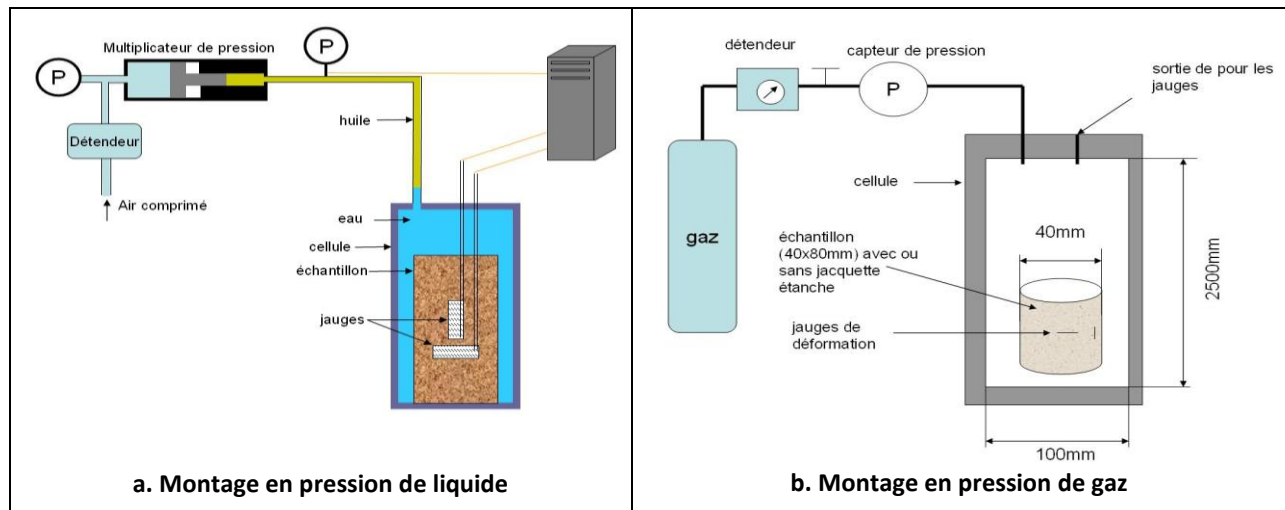


Figure 2.16 : Schéma de principe du montage pour les essais de déformabilité en cellule

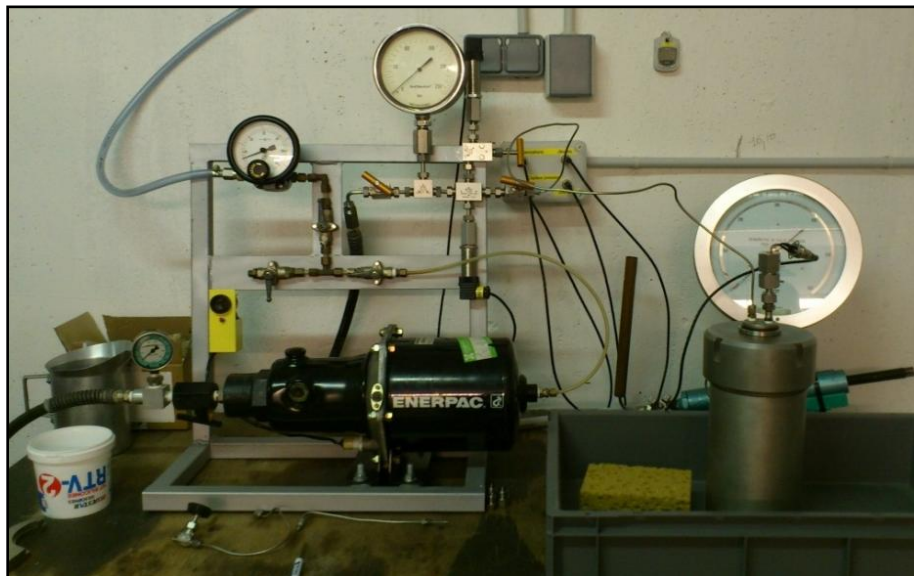


Figure 2.17 : Dispositif de compression isotrope avec le multiplicateur de pression (à gauche) et la cellule sous pression (à droite)

Mesure des modules d'incompressibilité

Le module d'incompressibilité drainé est déterminé dans des conditions drainées où la pression de pore est maintenue constante. Cette condition est assurée en utilisant un échantillon étanchéifié par un revêtement de silastène en supposant que la surpression de l'air induite par les déformations de l'échantillon est négligeable par rapport à la pression externe appliquée sur le silastène. Ainsi, la pression interstitielle est considérée comme constante et égale à la pression atmosphérique. Le module d'incompressibilité drainé K_B est calculé de la manière suivante :

$$K_B = \frac{\Delta P}{\Delta \varepsilon_V^s} \quad (2.24)$$

où ε_V^s est la déformation volumique du squelette et P la pression appliquée. La déformation volumique est considérée égale à la déformation axiale multipliée par 3 car on suppose que l'essai est isotrope. La déformation axiale est mesurée par des jauges collées à mi-hauteur de l'échantillon.

Le module d'incompressibilité de la matrice solide est déterminé à l'aide de l'essai de compression hydrostatique sur un échantillon non-étanchéifié. La stabilisation des déformations indique que la matrice solide est uniquement sollicitée. Le module K_s est déterminé par :

$$K_s = \frac{\Delta P}{\Delta \varepsilon_V^m} \quad (2.25)$$

où ε_V^m est la déformation volumique de la matrice solide. Après la mesure des 2 modules d'incompressibilité, le coefficient de Biot correspondant est déduit en utilisant l'équation (2.23).

2.2.3 Préparation des échantillons

Les échantillons ont été préparés au Centre de Géosciences (Fontainebleau) à partir de blocs fournis par Saint-Gobain (Figure 2.18). Le Tableau 2.5 récapitule le nombre et le type d'échantillons extraits des blocs. Les échantillons cylindriques de 80 mm de hauteur sont destinés aux essais de compression simple et de perméabilité (certains échantillons ont été réduits à 60 mm dans ce dernier cas). Les échantillons cylindriques de hauteur 20 mm ont été utilisés pour les essais brésiliens et les parallélépipèdes pour les essais de flexion.

Certains échantillons ont été soumis à des cycles de pression entre 0 et 22 MPa pour une durée de 7 jours dans la presse hydrostatique de Saint-Gobain (CREE, Cavaillon). La période d'un cycle est de 10 minutes.

Tableau 2.5 : Nombre et type d'échantillons des différents matériaux fournis par Saint-Gobain. Les chiffres entre parenthèses correspondent aux échantillons cyclés dans la presse hydrostatique du CREE.

Matériau	Cylindres D*H =40*80 mm	Cylindres D*H =40*20 mm	Parallélépipèdes 125*25*15 mm
Monoguard	8 (2)	3	9 (5)
Y75LCC	10 (4)	3	12 (5)
RI30	12 (4)	4	9 (4)
RI26	4	0	5
CA333	8 (4)	0	12 (5)
MS6	15 (3)	6	12 (5)

Pour chaque éprouvette préparée, la masse volumique et la vitesse du son sont systématiquement mesurées avant la réalisation de l'essai. La masse volumique est déterminée à partir des dimensions de l'éprouvette et de sa masse, et la vitesse du son, à partir du temps de propagation que met une onde de compression pour traverser l'éprouvette.

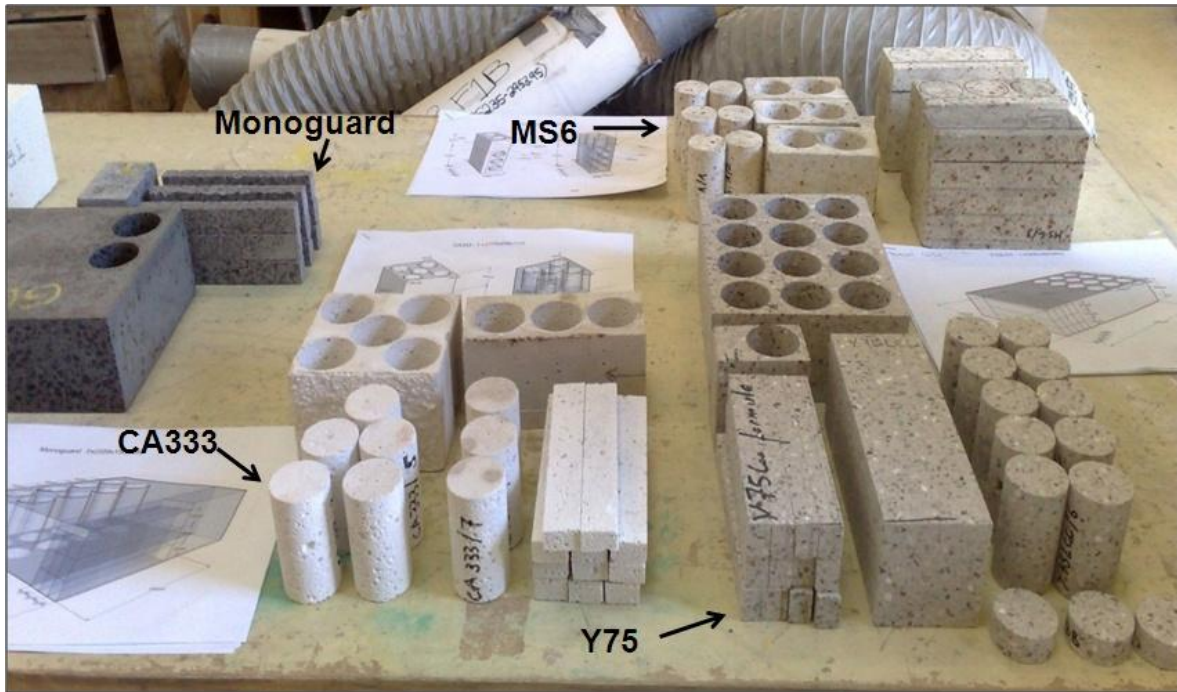


Figure 2.18 : Photographie des échantillons

2.2.4 Analyse des résultats

Les résultats des essais sont analysés successivement dans l'ordre de leur présentation dans le paragraphe précédent. Une synthèse est fournie à la fin pour récapituler les principales propriétés qui seront utilisées dans la suite de la thèse.

2.2.4.1 Résultats des essais de compression simple

Compte tenu de la dispersion des résultats, il n'est pas possible de mettre en évidence l'effet du cyclage sur le module de Young ou sur la résistance en compression simple. Nous considérons donc que le cyclage n'affecte pas les paramètres élastiques et la résistance en compression des matériaux testés.

L'analyse des résultats (courbe effort-déformation telles que celles de la Figure 2.19) a permis d'une part, de construire le Tableau 2.6 et d'autre part, de procéder à une comparaison des comportements mécaniques des matériaux étudiés.

Pour tous les matériaux testés (excepté le RI30), les modules mesurés avant le pic de rupture augmentent avec la contrainte axiale, ce qui indique une densification des échantillons en fonction du chargement. Cette densification s'explique soit par la fermeture des fissures préexistantes, soit par l'écrasement des pores. On n'observe donc pas une diminution du module (endommagement) due à l'ouverture de nouvelles fissures à l'approche de la rupture.

Tableau 2.6 : Résultats des essais de compression simple

Matériau	Echantillon	Masse volumique (kg/m ³)	Vitesse du son (m/s)	Cyclage	Niveau de contrainte (MPa)	Module de Young (MPa)	Coefficient de Poisson	Résistance en compression simple (MPa)
Monoguard	MO-C-6	3332	5541	Non	2-5,5	36800	0,25	35,8
					9,5-19,0	61300	0,33	
	MO-C-7	3330	5536	Non	6,0-16,1	61200	0,18	42,6
					11,7-23,9	62600	0,23	
					11,2-32,0	49500	0,6	
	MO-C-2	3333	5639	oui	1,9-4,1	42300	0,13	20,5
					5-9,9	37120	0,18	
	MO-C-3	3331	5512	oui	3,2-6,5	47800	0,23	37,7
					8,2-15,6	49333	0,27	
	MO-C-1	3324	5631	oui	2-10,5	58000	0,25	42,6
					8,0-21,0	66700	0,28	
					14,0-30,0	72700	0,32	
Y75LCC	Y-C-2	2092	3886	Non	1,5-4,5	17600	0,12	41,5
					7,0-14,0	21200	0,15	
					15,0-26,0	25600	0,21	
	Y-C-7	2115	3758	Non	3,2-8,4	25400	0,17	49,5
					11,9-21,9	23000	0,21	
					20-39,8	23900	0,3	
	Y-C-10	2133	3922	Non	1,8-9,3	27300	0,18	56,3
					13,7-27,7	28300	0,24	
					24,4-43,5	29800	0,3	
	Y-C-6	2116	3693	Oui	1,1-4,8	18050	0,11	39,33
					10,1-11,6	18530	0,11	
					20,1-23,3	21970	-	
	Y-C-4	2112	3774	Oui	1-3	9950	0,17	31,8
					5,7-12	12600	0,18	
					13,3-22,5	13100	-	
	Y-C-3	2101	3722	Oui	1,1-4,3	26600	0,15	51
					10,4-15,7	33700	0,18	
					20,3-32,9	34200	0,21	
RI30	R-C-2-3	1457	1451	Non	1,0-1,6	2100	0,32	1,7

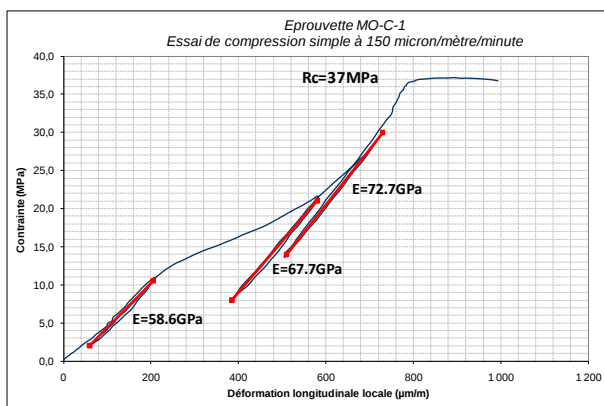
Etude du comportement des matériaux

	R-C-4-1	1077	1359	Non	0,3-0,6	4000	0,38	1,9
					0,3-0,6	8000	0,35	
					0,3-0,6	4231	0,35	
	R-C-6-4	1447	1199	Non	0,2-0,7	3200	0,3	1,5
					0,2-1	2950	0,3	
					0,3-1,1	1800	0,3	
	R-C-6-2	1454	1201	Non	0,3-0,8	6250	0,21	1,53
					0,3-1,3	5500	0,26	
	R-C-6-1	1431	1212	Non	0,3-1	2500	0,27	1,6
					0,3-1,4	2250	0,27	
	R-C-7-3	935	1448	Oui	0,2-0,3	1250	0,16	1,31
					0,3-0,6	1300	0,36	
RI26	R26-C-1	753	1689	Non	0,3-0,8	5263	0,25	1,75
					0,6-1,4	3636	0,24	
	R26-C-2	743	1564	Non	0,2-1	2712	0,26	1,3
					0,4-1,1	2373	0,3	
CA333	C-C-2	1636	4338	Non	2,0-10	22900	0,29	19,6
	C-C-4	1639	4241	Non	0,8-11,3	26250	0,16	19,88
	C-C-8	2120	3850	Oui	1,4-3,6	12500	0,18	12,76
					2-8,9	12300	0,19	
					3,8-9,3	12500	0,17	
	C-C-5	2092	3640	Oui	0,5-5,7	28100	0,29	24,2
					2,7-7,2	29000	0,26	
					4,5-7,2	26500	0,28	
	C-C-3	2101	3722	Oui	1,5-6	29700	0,23	24,9
					4,6-11,2	30700	0,24	
					10,0-18,9	30700	0,29	
MS6	MS-C-2-2	2481	4159	Non	16-36	40816	0,11	49,5

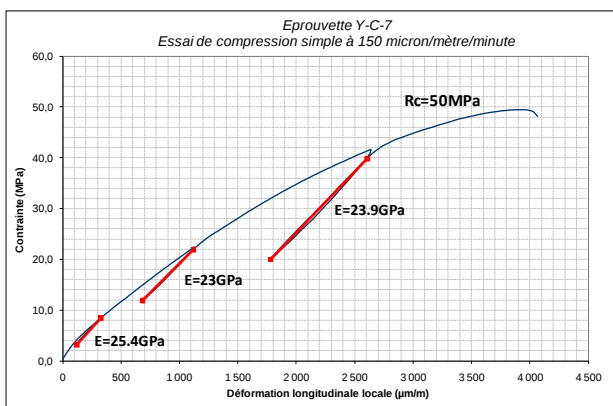
	MS-C-2-3	2523	4354	Non	1,1-58,2	38320	0,19	62,3
	MS-C-3-2	2502	4318	Non	3,6-7,5	25200	0,14	81,0
					11,2-20	48900	0,13	
					32,0-50,0	63200	0,19	
	MS-C-1-1	2466	4017	Oui	0,9-3,8	25900	0,06	48,0
					5,8-9,8	35000	0,13	
					20,4-28,4	51300	0,19	
	MS-C-3-1	2496	4524	Oui	1,3-2,8	23088	0,12	57,5
					4-6,9	28788	0,15	
					10-14,7	34307	0,21	

Les principaux faits marquants dans ces résultats sont les suivants:

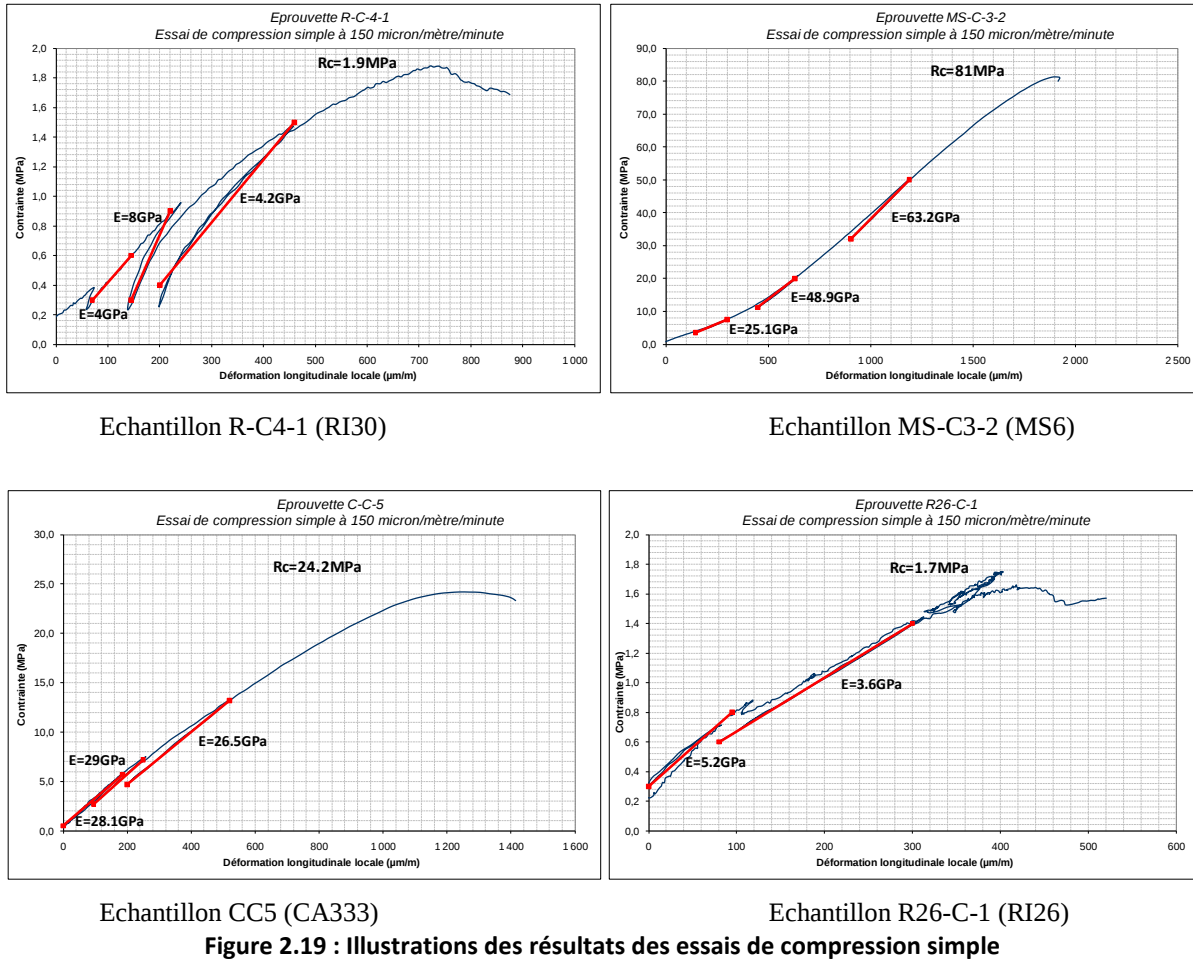
- Avant le pic de contrainte, le Monoguard a un comportement élastoplastique durcissant au-delà d'un seuil de contrainte compris entre 5 et 15 MPa. Après le pic, le matériau est radoucissant avec un passage progressif à une phase résiduelle caractérisée par une résistance de 1 à 2 MPa.
- Le Y75LCC a un comportement comparable au Monoguard mais avec une phase radoucissante beaucoup moins prononcée et une résistance résiduelle plus importante de 5 MPa.
- Le CA333 a un comportement analogue à celui du Y75LCC avec une résistance à la rupture et une résistance résiduelle environ 2 fois plus faibles.
- Le RI30 et le RI26 se distinguent par un comportement ductile. On observe un plateau de contrainte avant lequel le comportement est élastoplastique sans que l'on puisse déceler de seuil élastique. Les deux matériaux supportent des déformations importantes sans pour autant que l'on observe de localisation des déformations jusqu'à plus de 1% de déformation. On peut dire que ces déformations correspondent à un écrasement progressif et irréversible de l'espace poreux.
- Le MS6 a un comportement fragile : après la rupture, la résistance du matériau chute rapidement et il n'y a pas de résistance résiduelle. Avant le pic de rupture, le comportement est quasiment réversible et peut être considéré comme élastique non-linéaire.



Echantillon MO-C1 (Monoguard)



Echantillon Y-C7 (Y75LCC)



2.2.4.2 Résultats des essais brésiliens

Le Tableau 2.7 donne les résultats des essais brésiliens. On remarque une faible résistance à la traction pour les isolants thermiques à cellules ouvertes (RI30 et RI26). La résistance est un peu plus élevée pour les bétons réfractaires (Monoguard et Y75LCC) et devient importante pour le CA333 (isolant à cellules fermées, de l'ordre de 3 MPa), voire même relativement forte pour le MS6 (brique dense frittée, de l'ordre de 4 MPa).

Tableau 2.7 : Résultats des essais brésiliens

Matériaux	Monoguard	Y75LCC	RI30	RI26	CA333	MS6
Nombre d'essais	3	3	5	3	3	6
Maximum (MPa)	2,76	2,64	0,58	0,98	3,00	4,40
Minimum (MPa)	1,50	2,04	0,38	0,59	2,30	3,29
Moyenne (MPa)	2,06	2,41	0,46	0,77	2,60	4,02
Ecart type (MPa)	0,64	0,33	0,09	0,2	0,37	0,39

2.2.4.3 Résultats des essais de flexion à haute température

Compte tenu des températures à étudier (4 valeurs), des conditions des échantillons à tester (états cyclé et non cyclé) et de la répétabilité des essais (2 essais au moins pour chaque configuration), il a été décidé de limiter les essais de flexion à haute température uniquement aux deux matériaux les plus représentatifs des classes retenues : un béton réfractaire dense (Y75LCC) et un isolant poreux à cellules ouvertes (RI30). La Figure 2.20 montre les courbes contrainte-déformation pour 2 essais de flexion sur chacun des deux matériaux testés. Le Tableau 2.8 récapitule les résultats obtenus.

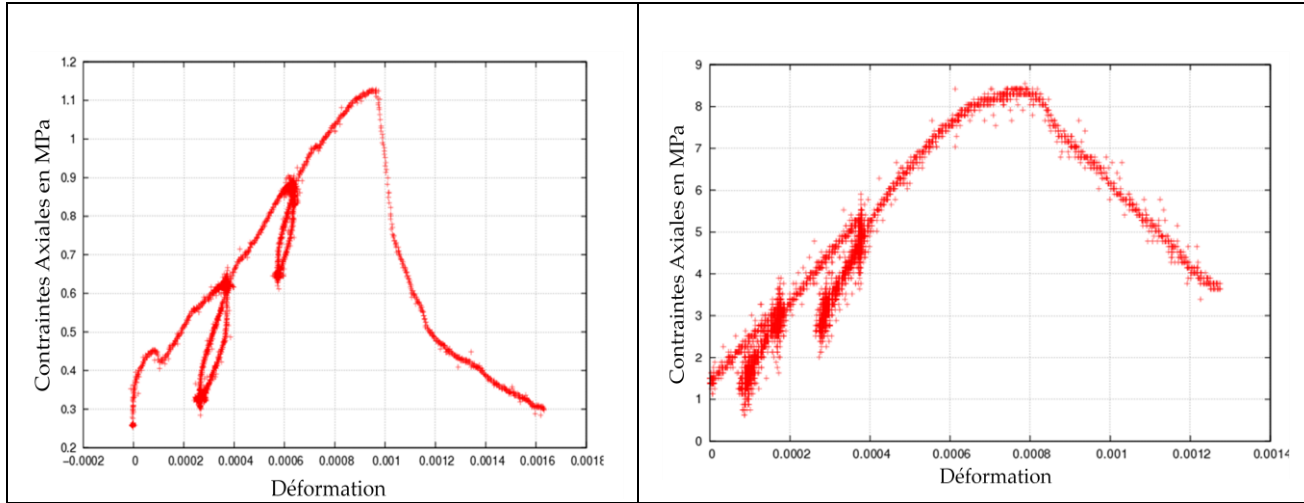


Figure 2.20 : Illustrations des courbes contrainte-déformation des essais de flexion à hautes températures.

Nous remarquons que les résultats du Y75 sont dispersés et qu'il est difficile de mettre en évidence l'effet du cyclage et l'effet de la température. En revanche, pour le RI30, le module de Young et la résistance à la traction des échantillons cyclés sont plus faible que ceux des échantillons non-cyclés surtout pour des hautes températures. Le cyclage induit un affaiblissement de la tenue mécanique du RI30 surtout à haute température.

En ce qui concerne la résistance à la traction, nos résultats sont conformes à un constat général : la résistance à la traction d'un géomatériau est croissante selon le type d'essais "traction directe, essai brésilien, flexion".

Tableau 2.8 : Résultats des essais de flexion 3 points

Matériaux	Température (°C)	Module de Young apparent E_{app} (MPa)	Resistance a la traction (MPa)
RI30 (non-cyclé)	20	2500	1,13
		5300	1,7
	200	1100	1,4
		2500	1,4
	400	2000	1,2
		2000	1,33
	600	2800	1,4
		2500	1,55
RI30 (cyclé)	20	1850	1,3
		1300	1,18
	200	2000	1,27
		1200	1,03
	400	1800	0,85
		-	-
	600	1250	0,9
		-	-
Y75 (non-cyclé)	20	11000	7,8
		11000	8,5
	200	15000	7
		-	-
	400	15000	7,5
		11000	7,4
	600	20000	8,5
		16000	8
Y75 (cyclé)	20	18000	7
		25000	6,4
	200	15000	7,5
		19000	8,5
	400	13000	7,7
		13000	8,3
	600	20000	9,2
		15000	8,8

2.2.4.4 Résultats des mesures de porosité

Les difficultés suivantes ont été rencontrées pendant les mesures :

- l'appréciation de la position du front d'ascension capillaire,
- la présence de macropores à la surface des échantillons, en particulier au niveau du CA333 et aussi du Y75LCC et du Monoguard,
- la forte rugosité du RI30 et son drainage lors de la pesée humide, une tendance au drainage a aussi été observée pour le MS6.

Le Tableau 2.9 récapitule les valeurs de porosité mesurées sur les échantillons.

Tableau 2.9 : Résultats des mesures de porosité (en %, 3 mesures)

Matériaux	Matériaux cyclés	Matériaux non-cyclés
Monoguard	10,8	11,4
Y75LCC	22,2	23,1
RI30	-	64,4
RI26	-	71,6
CA-333	53,7	53,8
MS6	12,9	15,1

Le Tableau montre que le cyclage influence peu la porosité.

La Figure 2.21 montre les courbes porosimétriques qui apportent des précisions sur les familles de pores qui composent la structure poreuse des matériaux choisis. On remarque que les pores les plus grands sont présents dans le RI26 et le MS6, ensuite des pores plus petits de l'ordre de 300 nm de diamètre sont présents dans le Y75LCC et le CA333, les pores les plus petits sont dans le Monoguard.

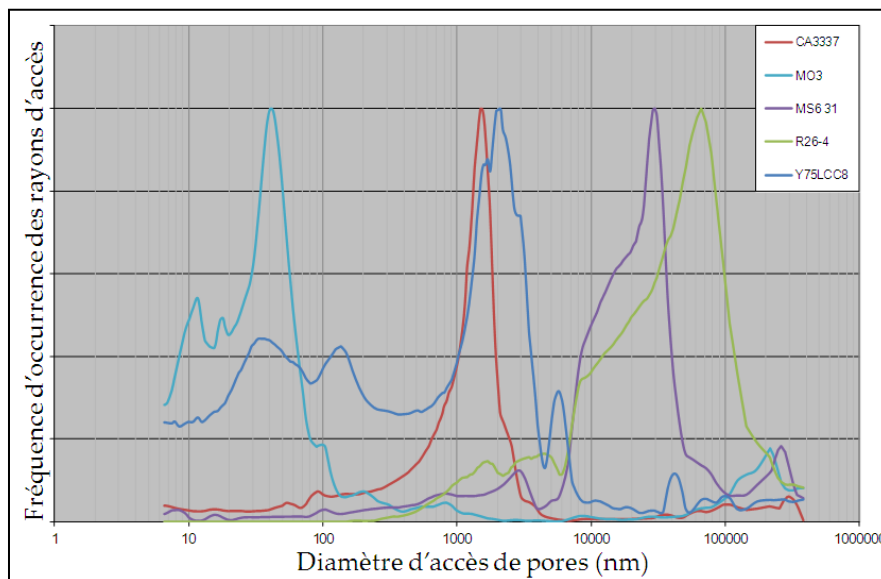


Figure 2.21 : Courbes de distribution du volume poreux injecté

2.2.4.5 Résultats des mesures de perméabilité

Pour les échantillons non-cyclés, la perméabilité a tout d'abord été déterminée avec un perméamètre de type IFP avec des échantillons d'un diamètre de 40 mm et d'une hauteur de 60 mm. Les échantillons sont placés dans une cellule où une membrane mise sous pression (air comprimé avec une pression de confinement de 0,7 MPa) assure l'étanchéité latérale. La perméabilité est déterminée par une mesure à charge variable avec une différence de pression comprise entre 0,07 et 0,0015 MPa. Pour les échantillons ayant une longueur de 80 mm, une correction doit être effectuée pour tenir compte de la partie supérieure non étanchée. En première approximation, une première correction a été faite en considérant les valeurs mesurées avec l'échantillon de 80 mm et celle avec le même échantillon dont la longueur a été réduite à 60 mm (multiplication par 0,81 des valeurs déterminées avec une longueur de 80 mm).

Il est apparu que tous les matériaux, hormis le MS6, présentaient des difficultés de mesures avec cette méthode :

- CA333 : problème de contact avec la membrane à cause de la faible surface de contact,
- RI30 : très forte rugosité et très forte perméabilité,
- Y75LCC : très faible perméabilité et rugosité de surface,
- Monoguard : très faible perméabilité.

Pour pallier le problème de rugosité, il a été procédé à un gainage de la surface latérale suivant différents procédés : membrane latex, enrobage avec de la paraffine et enrobage avec de la résine silicone. La dernière méthode s'est avérée la plus satisfaisante, même si elle n'est pas parfaite, car cet enrobage peut s'éliminer relativement facilement sans altérer les caractéristiques de l'échantillon. Le Tableau 2.10 récapitule les résultats obtenus.

Pour les faciès Monoguard, Y75LCC et CA333, il a été procédé à quelques mesures avec le banc de très faible perméabilité avec une méthode transitoire et un gaz de mesure sous pression (2 MPa). En conséquence, un confinement isotrope de 5 MPa a été imposé.

Tableau 2.10: Résultats obtenus par la méthode IFP sur de échantillons non-cyclés

Matériau	Perméabilité ($\times 10^{-15} \text{ m}^2$)
MS6	476
	489
	487
	475
Y75LCC	1,5
	1,7
	2
RI30	16000
CA333	0,5

Pour des raisons de sécurisation du dispositif, seuls les échantillons de 60 mm ont été utilisés. Les valeurs obtenues sont données par le Tableau 2.11.

Tableau 2.11: Valeurs de perméabilité mesurées au banc de très faible perméabilité

Matériau	Perméabilité* ($\times 10^{-15} \text{ m}^2$)
Monoguard	0,0016
Y75LCC	1,3
CA333	11,9
* perméabilité apparente non corrigée par la loi de Klinkenberg	

Pour les échantillons Y75LCC et CA333, les valeurs mesurées sont légèrement plus faibles que celles déterminées avec le perméamètre IFP et des échantillons enrobées. Les écarts observés peuvent être reliés à la différence des états de confinement (latéral de 0,7 MPa pour le perméamètre IFP et isotrope de 5 MPa pour le banc de très faible perméabilité).

Pour le Monoguard, seules des mesures au banc de très faible perméabilité permettent de caractériser ce matériau très peu perméable.

Pour les échantillons cyclés, les mesures sont faites par un perméamètre de type IFP avec les mêmes conditions que les échantillons non-cyclés à l'aide d'une cellule Hassler. Pour ce dernier cas, les échantillons sont placés dans une cellule où une membrane est mise sous pression (air comprimé avec une pression de confinement de 2 MPa) afin d'assurer une étanchéité latérale de qualité. Le confinement axial, de faible valeur (0,1 MPa environ), est assuré par un ressort et est non synchrone avec le confinement latéral. Des paliers de pression, compris entre 0,005 et 0,4 MPa, sont imposés à l'amont tandis que la pression à l'aval est maintenue constante à 0,02-0,05 kPa. Les valeurs obtenues sont montrées dans le Tableau 2.12.

Enfin les matériaux Monoguard et Y75LCC ont fait l'objet d'une mesure de perméabilité avec la méthode de pulse test avec différentes valeurs de pression de gaz et un confinement isotrope constant (5 MPa), ceci afin d'identifier un éventuel effet Klinkenberg. Le Tableau 2.13 résume les résultats obtenus.

Tableau 2.12 : Résultats des essais faits sur la cellule Hassler sur des échantillons cyclés

Matériau	Perméabilité ($\times 10^{-15} \text{ m}^2$) (Hassler)	Perméabilité ($\times 10^{-15} \text{ m}^2$) (IFP)
Monoguard	0,006	-
Y75	0,8	-
MS6	150	16-260

Tableau 2.13 : Résultats des essais faits au banc de très faible perméabilité

Matériau	Perméabilité ($\times 10^{-15} \text{ m}^2$)	Coefficient de Klinkenberg (MPa)
Monoguard	2274	0,71
	1315	0,905
Y75LCC	1,131	0,112

2.2.4.6 Résultats des essais isotropes

Le Tableau 2.14 récapitule les résultats obtenus. Ce tableau contient la valeur du module d'incompressibilité obtenue pour chaque essai ainsi que le coefficient de Biot. Les modules d'incompressibilité drainés mesurés sont comparables à ceux déduits d'un essai de compression simple.

L'essai effectué sur l'échantillon Y75LCC-4 non-étanchéifié (Figure 2.22) montre que le module d'incompressibilité des grains solides est de l'ordre de 30 GPa jusqu'à 5 MPa de pression et de l'ordre de 55 GPa au-delà. Le même échantillon Y75LCC-4 a subi aussi un essai étanchéifié avec du silastène thixotrope, et ceci pour mesurer son module d'incompressibilité drainé K_B . Plusieurs séquences de chargement ont été effectuées au cours de l'essai dont des résultats caractéristiques sont représentés sur la Figure 2.23. Lors du troisième chargement (Figure 2.23), on mesure un module d'incompressibilité de l'ordre de 13 GPa compatible avec les valeurs théoriques déduites des essais de compression simple. Lors des chargements ultérieurs (Figure 2.24), on observe une réponse différée des deux jauges: lorsqu'on applique une augmentation rapide de pression, on observe une compression instantanée correspondant à un module de l'ordre de 10 à 13 GPa proche de la valeur initialement mesurée et caractéristique du comportement drainé. On observe par la suite un gonflement différé à pression constante correspondant à un module drainé de l'ordre de 30 à 50 GPa (ces valeurs sont proches des valeurs obtenues lors de l'essai précédent sur le même échantillon non étanchéifié). Ce comportement peut s'expliquer par une étanchéité imparfaite du revêtement qui permet à la pression externe de se diffuser dans l'échantillon. Ce défaut d'étanchéité a été confirmé au démontage de l'essai où l'échantillon initialement sec était quasiment saturé en eau à la fin de l'essai.

L'essai effectué sur l'échantillon MS6-2-1, étanchéifié de la même manière avec du silastène thixotrope, a fourni des valeurs de module d'incompressibilité élevées de l'ordre de 100 GPa proche de la valeur du module mesuré sur l'échantillon MS6-2-1 non-étanchéifié, alors que l'essai uniaxial suggère des valeurs de module drainé K_B de 12 à 22 GPa dans la même gamme de contrainte. On a donc effectué une mesure de compressibilité des grains solides en raison d'une mauvaise étanchéité du revêtement de silastène, ce qui a été confirmé par pesée de l'échantillon après essai.

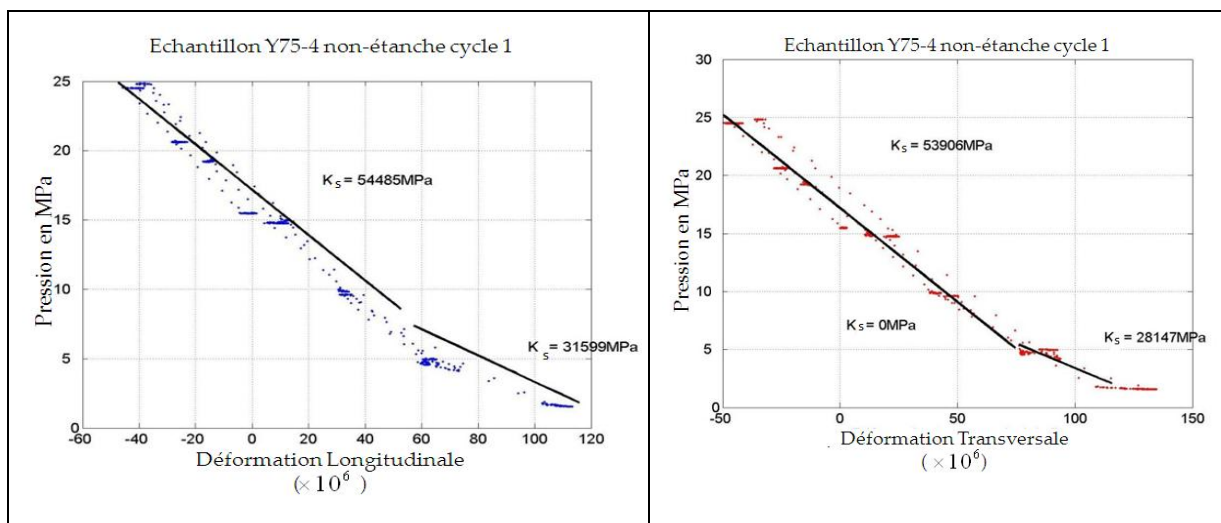


Figure 2.22 : Essai de compressibilité isotrope sur l'échantillon Y75LCC-4 non-étanchéifié avec du silastène.

Tableau 2.14 : Récapitulation des résultats des essais de compression isotrope

Matériau	Echantillon	Type d'essai SS: Sans Silastène AS : Avec Silastène	Cyclage	Module de d'incompressibilité (GPa)	Coefficient de Biot
Monoguard	MO-4	SS	Oui	115	0,6
	MO-4	AS	Oui	45	
	MO-5	SS	Non	35-45	0,5-0,66
	MO-5	AS	Non	90-104	
Y75	Y75-4	SS	Oui	30,0-55,0	0,65-0,75
	Y75-4	AS	Oui	11,0-54,0	
	Y75-1	SS	Non	33-41	0,66-0,73
	Y75-1	AS	Non	11,0-14,5	
RI30	R-1-2	AS	Non	1,3-1,8	0,91-0,93
	R-1-2	SS	Non	18,6	
MS6	MS6-1-2	SS	Non	96,5-98,5	0,6-0,9
	MS6-2-1	SS	oui	65,0-147,0	
	MS6-2-1	AS	oui	13,0-27,0	

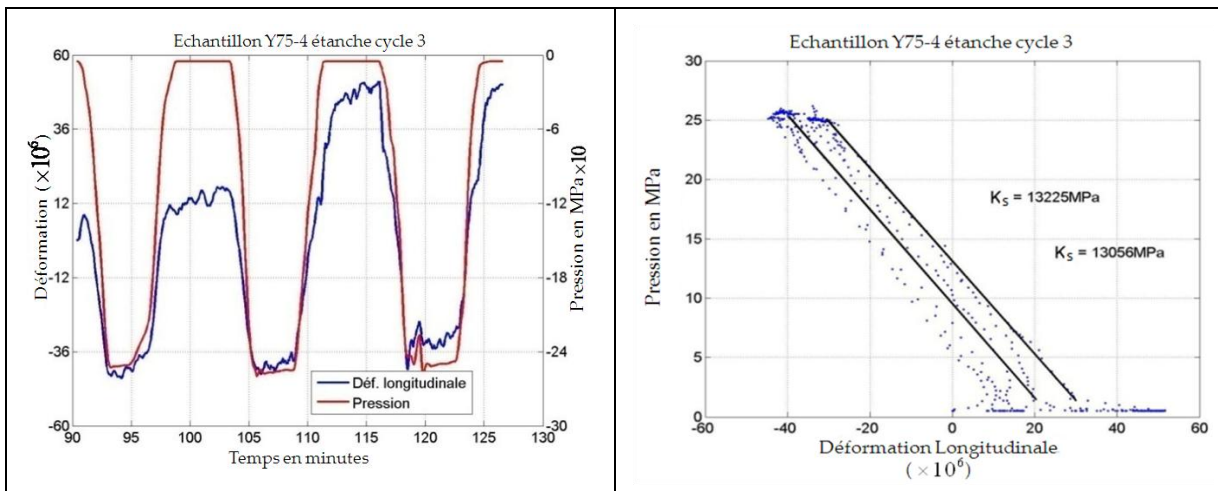


Figure 2.23 : Essai de compressibilité isotrope sur l'échantillon Y75LCC-4 étanchéifié avec du silastène

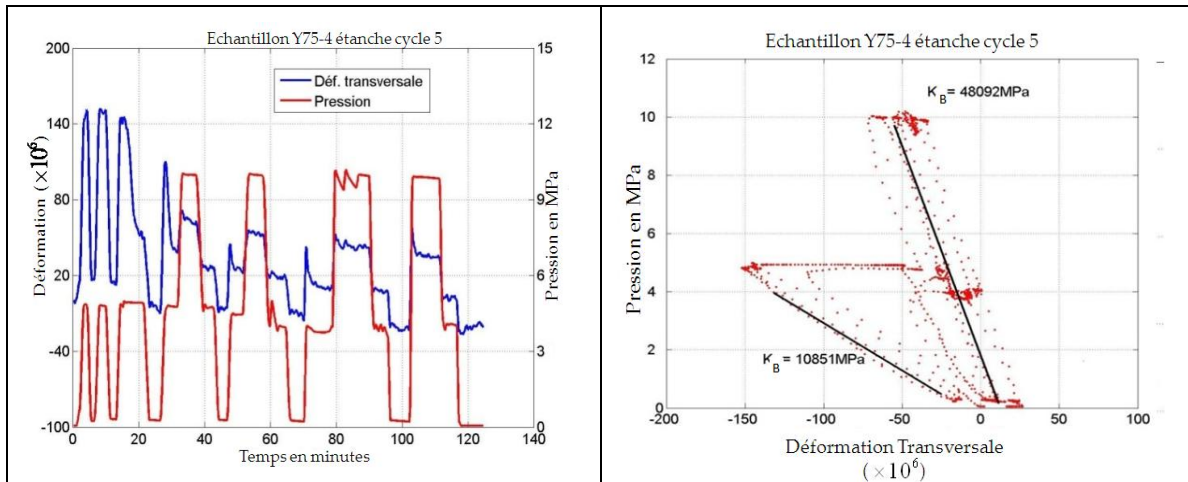


Figure 2.24 : Essai de compressibilité isotrope sur l'échantillon Y75LCC-4 étanchéifiée avec du silastène

A la suite de ces deux essais, la technique d'étanchéification des échantillons a été modifiée. On utilise désormais un silastène plus fluide habituellement utilisé pour le moulage des jaquettes des essais triaxiaux. L'échantillon muni des jauges a été placé dans une bouteille plastique dont le fond a été préalablement rempli de silastène pour poser l'échantillon puis le silastène a été versé dans l'espace annulaire (Figure 2.25). Ce procédé a été utilisé avec succès sur les échantillons qui restaient.

Ensuite, les deux cycles effectués entre 0 et 25 MPa sur l'échantillon MS6-2-1 étanchéifié ont montré un comportement quasiment réversible et non-linéaire. Les deux jauges ont donné des réponses légèrement différentes : le module varie de 17 à 27 GPa si l'on considère la déformation longitudinale et de 13,5 à 21,5 GPa pour la déformation transversale.

L'essai sur l'échantillon R1-2 du RI30 étanchéifié montre un comportement plastique contractant avec un module de 1,7 à 1,8 GPa. La porosité de l'échantillon s'effondre pour une pression entre 4 et 5 MPa. L'essai sur le même échantillon non-étanchéifié a permis d'identifier un module K_S d'incompressibilité des grains solides de 18,6 GPa.



Figure 2.25 : Ancienne (à gauche) et nouvelle (à droite) techniques d'étanchéification

La réponse de l'échantillon MO-1 du Monoguard étanchéifié à 5 cycles de chargement entre 0 et 25 MPa est réversible et non-linéaire (Figure 2.26) mais le comportement observé est difficile à interpréter : la raideur commence à augmenter de manière classique jusqu'à 5 MPa, ce qui peut s'expliquer par une fermeture des fissures préexistantes, puis la raideur diminue pour rester constante et égale à 45 GPa entre 10 et 25 MPa.

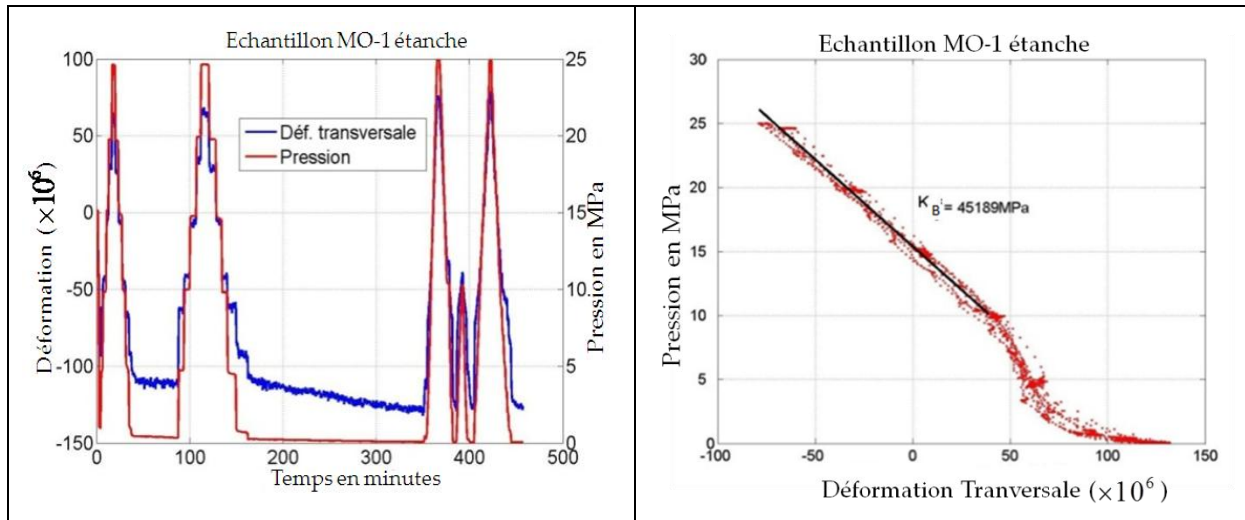


Figure 2.26 : Essai de compressibilité isotrope sur l'échantillon MO-1 du Monoguard étanchéifié avec du silastène

La Figure 2.27 montre les résultats d'un essai sur l'échantillon MO-4 du Monoguard non-étanchéifié. Le chargement consiste en des variations rapides de pression suivies de paliers à pression constante. On observe un comportement différé : lors de l'augmentation rapide de pression, l'échantillon se contracte puis gonfle partiellement au cours du temps à pression constante. La déformation stabilisée est celle des grains solides dont la mesure est l'objectif de l'essai sur l'échantillon non-étanchéifié. On observe le phénomène inverse lorsque la pression diminue rapidement : un gonflement transitoire induit par une surpression dans l'échantillon suivi d'une diminution de volume lorsque la pression dans l'échantillon devient égale à la pression appliquée sur l'échantillon.

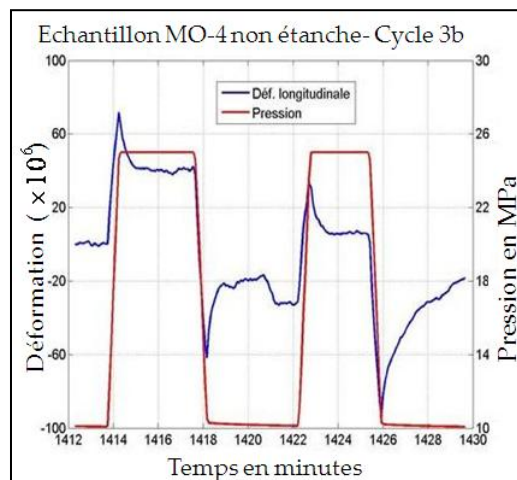


Figure 2.27 : Effet d'une variation rapide de pression sur la déformation de l'échantillon MO-4 non-étanchéifié

2.2.5 Synthèse de l'étude expérimentale

La campagne d'essais au laboratoire a permis d'identifier les caractéristiques mécaniques, hydrauliques et poro-élastiques des matériaux choisis pour le revêtement isolant des régénérateurs. Les essais ont été faits sur des échantillons intacts et sur des échantillons qui ont subi un cyclage avec une presse hydrostatique dans le but d'évaluer les modifications induites sur les propriétés des matériaux par des conditions de sollicitations proches de celles rencontrées dans le stockage. Des essais de flexion ont été réalisés à haute température afin d'analyser l'influence de ce paramètre sur le comportement mécanique des matériaux. La dispersion des résultats est trop grande pour pouvoir identifier une influence du cyclage et de la température sur les propriétés mesurées. Nous considérons donc que l'effet de ces deux paramètres est faible et nous admettons, dans la suite de la recherche, les propriétés moyennes récapitulées par le Tableau 2.15.

Tableau 2.15 : Propriétés moyennes des matériaux identifiées à partir de la campagne expérimentale

Matériaux	Monoguard	Y75LCC	RI30	RI26	CA333	MS6
Propriétés physiques						
Masse volumique (Kg/m ³)	3310	2105	1221	756	1622	2488
Vitesse de son (m/s)	5431	33891	1520	1760	4283	4333
Propriétés mécaniques						
Module de Young (GPa)	35-70	10-35	1,2-5	2-5	12-30	23-40
Coefficient de Poisson	0,15-0,25	0,12-0,24	0,16-0,3	0,24-0,3	0,16-0,29	0,11-0,21
Résistance à la compression (MPa)	35-42	30-50	1,3-1,9	1,3-1,75	12-25	50-80
Résistance à la traction (MPa)	2,06	2,4	0,46	0,77	2,6	4,02
Propriétés thermiques						
Conductivité thermique (W/m/K)	3,8	1,14	0,4	0,28	0,9	1,85
Capacité calorifique (J/kg/K)	950	1090	1100	-	970	1050
Coefficient de dilatation thermique ($\times 10^{-5} K^{-1}$)	0,78	0,6	0,6	-	0,75	0,59
Propriétés hydrauliques						
Porosité (%)	11	22,5	65	71	54	14
Perméabilité intrinsèque (m ²)	10 ⁻¹⁹	10 ⁻¹⁵	10 ⁻¹¹	10 ⁻¹¹	10 ⁻¹⁰	0,5x10 ⁻¹²
Propriétés poroélastiques						
Coefficient de Biot	0,6	0,7	0,92	-	-	0,75

2.3 Loi d'état de l'air humide

Toutes les simulations conduites pour déterminer la répartition des pressions et des températures dans les ouvrages des différentes variantes de stockage analysées dans le chapitre 1 se sont basées sur l'hypothèse fondamentale qui stipule que l'air est assimilé à un gaz parfait. L'air aspiré contenant une certaine humidité, il est donc légitime de vérifier les conséquences d'une telle hypothèse sur la validité des résultats obtenus.

Nous n'avons pas trouvé dans la littérature un modèle d'état de l'air humide dans la gamme des températures et des pressions mobilisées dans le stockage. Nous nous sommes donc attelés à développer un modèle théorique de l'air humide permettant de rendre compte de ces conditions thermodynamiques.

Nous commençons cette dernière partie du chapitre par une synthèse des travaux effectués pour étudier et modéliser le comportement de l'air humide, puis nous proposons un modèle permettant de décrire les propriétés d'équilibre de l'air en présence d'eau sous forme de vapeur ou sous forme de deux phases vapeur et liquide.

2.3.1 Synthèse bibliographique des lois d'état de l'air humide

D'un point de vue thermodynamique, la particularité du projet de stockage adiabatique de l'air comprimé réside dans les larges gammes visées de température (de 8°C jusqu'à 560°C) et de pression (jusqu'à 15 MPa). Dans ces gammes, le comportement thermodynamique de l'air ambiant n'a pas fait l'objet de suffisamment d'études théoriques et surtout nous ne disposons pas de données expérimentales instrumentées (laboratoire). Hyland et Wexler (1983, [46]) ont développé un modèle valable pour des températures allant jusqu'à 100°C et des pressions allant jusqu'à 5 MPa. En 2008, Picard et al. [47] a développé un modèle valable pour des pressions comprises entre 0,06 et 0,11 MPa et des températures comprises entre 15 et 27 °C. Ensuite, Feistel et al. (2010, [48]) a proposé un modèle valable pour des pressions allant jusqu'à 5 MPa et des températures comprises entre -80 et 200 °C. Ce modèle ne tient pas compte de la présence d'eau liquide dans l'air. Dans le cadre d'un projet européen qui porte sur le stockage adiabatique de l'air (AA-CAES), Hermann et al. [49] a conçu en 2009 un nouveau modèle valable pour des pressions allant jusqu'à 100 MPa et des températures variant entre 73 et 800 °C. Or, l'intégration de ce modèle dans un logiciel de calcul de structure comme nous proposons de le faire est très complexe. En l'absence de modélisations fiables calées sur des mesures expérimentales, nous proposons de développer une modélisation qui a pour objectif d'approcher le problème de détermination des propriétés thermodynamiques de l'air humide, y compris en présence de gouttelettes d'eau liquide. L'idée principale de cette modélisation est de considérer que le système air sec-eau est un mélange idéal de constituants eau pure (liquide et vapeur) et air sec.

2.3.2 Modèle proposé du système « Air sec-Eau »

Nous commençons premièrement par définir les lois d'état de l'air sec et de l'eau pure, puis nous présentons le modèle proposé pour l'air humide. Dans toute la suite, tout système thermodynamique sera considéré par la donnée de son potentiel thermodynamique f (énergie libre massique, fonction de helmholtz) qui dépend de la masse volumique ρ , de la température absolue T et de sa composition.

2.3.2.1 Loi d'état de l'air sec

Pour l'air sec, le potentiel thermodynamique est donné par :

$$f(\rho, T) = \ln(\delta) + \sum_{i=1}^5 N_i \tau^{i-4} + N_6 \tau^{1.5} + N_7 \ln(\tau) + N_8 \ln(1 - e^{-N_{11}\tau}) + N_9 \ln(1 - e^{-N_{12}\tau}) \\ + N_{10} \ln\left(\frac{2}{3} + e^{N_{13}\tau}\right) + \sum_{k=1}^{10} N_k \delta^{i_k} \tau^{j_k} + \sum_{k=11}^{19} N_k \delta^{i_k} \tau^{j_k} e^{-\delta^{l_k}} \quad (2.26)$$

où $\delta = \frac{\rho}{\rho_0}$, $\tau = \frac{T_0}{T}$ et (ρ_0, T_0) décrit l'état de référence. Les coefficients N_i , N_k , i_k , j_k et l_k sont des constantes. Cette loi est proposée par Lemmon (2000, [97]). L'air sec est considéré dans cette reformulation comme étant un fluide homogène résultat d'un mélange de gaz à composition fixée. Cependant, une légère modification a été apportée par l'IAPWS (International Association for the Properties of Water and Steam) concernant les constantes arbitraires de l'énergie libre. Cette loi est valide dans les gammes suivantes : pression allant jusqu'à 2000 MPa et température entre 60 et 2000 K. La Figure 2.28 montre quelques propriétés de l'air sec en fonction de la température et de la pression.

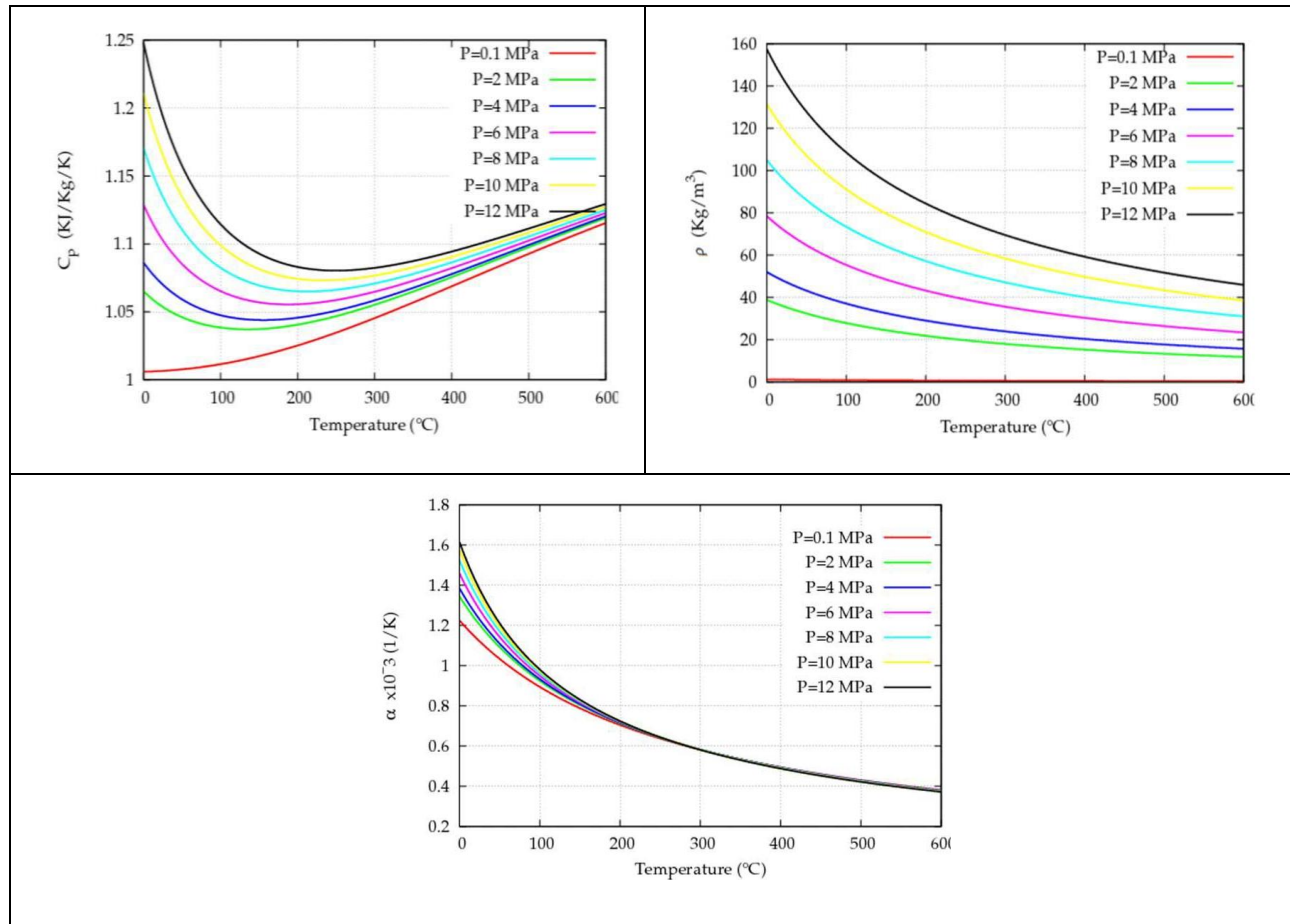


Figure 2.28 : Evolution de la masse volumique, de la capacité massique thermique et du coefficient de dilatation thermique de l'air sec en fonction de la température

2.3.2.2 Loi d'état de l'eau pure

Pour l'eau pure, le potentiel thermodynamique est donné par :

$$f(\rho, T) = \ln(\delta) + n_1^0 + n_2^0 \tau + n_3^0 \ln(\tau) + \sum_{i=4}^8 n_i^0 \ln(1 - e^{-\gamma_i^0 \tau}) + \sum_{i=1}^7 n_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} + \sum_{i=8}^{51} n_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} e^{-\delta^{c_i}} + \sum_{i=52}^{54} n_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} e^{-\alpha_i(\delta - \epsilon_i)^2 - \beta_i(\tau - \gamma_i)^2} + \sum_{i=55}^{56} n_i \Delta^{b_i} \delta \psi \quad (2.27)$$

où $\delta = \frac{\rho}{\rho_0}$, $\tau = \frac{T_0}{T}$ et (ρ_0, T_0) : état de référence, les coefficients $n_i^0, \gamma_i^0, d_i, t_i, c_i, \epsilon_i$ et b_i sont des constantes, Δ et ψ sont données par :

$$\begin{aligned} \Delta &= \theta^2 + B_i[(\delta - 1)^2]^{a_i} \\ \theta &= (1 - \tau) + A_i[(\delta - 1)^2]^{\frac{1}{2\beta_i}} \\ \psi &= e^{-C_i((\delta - 1)^2 - D_i(\tau - 1)^2)} \end{aligned} \quad (2.28)$$

où a_i, A_i, β_i, C_i et D_i sont des coefficients constants. Cette loi est celle proposée par Wagner & Prub (2002, [99]) avec toutefois une légère modification apportée par l'IAPWS qui concerne les constantes arbitraires de l'énergie libre. Elle est valide pour des pressions allant jusqu'à 1000 MPa et des températures jusqu'à 1273 K.

2.3.2.3 Modèle proposé

On considère un mélange d'air sec (A) et d'eau pur (W). Vu que l'on travaille dans des gammes de température positives, l'air sera donc toujours considéré comme un gaz, par contre l'eau peut changer de phase. Ainsi, dans le mélange, l'air sec peut être en présence soit de la vapeur d'eau (V), soit de l'eau liquide (L) en suspension (brouillard), soit de l'eau dans ses deux phases.

Nous supposons que les différentes phases sont en équilibre thermique local. Précisons que pour des températures supérieures à la température critique de l'eau pure $T_c = 373.95^\circ\text{C}$, l'eau est sous forme gazeuse et le mélange sera considéré gazeux. Ainsi, l'existence des trois constituants (air sec, vapeur, liquide) n'est possible que pour $T \leq T_c$.

Soit un volume V de ce mélange. La masse totale occupant V est $M = \sum M_\alpha$ où $\alpha = (A, V, L)$. Nous définissons la masse volumique apparente $\bar{\rho}_\alpha$ du constituant α comme la masse de ce constituant par unité de volume total V . La masse volumique du mélange ρ est définie donc par :

$$\rho = \sum \bar{\rho}_\alpha \quad (2.29)$$

Nous introduisons la concentration massique :

$$\gamma_\alpha = \frac{M_\alpha}{M} = \frac{\bar{\rho}_\alpha}{\rho} \quad (2.30)$$

et le volume massique apparent :

$$\bar{v}_\alpha = 1/\bar{\rho}_\alpha \quad (2.31)$$

En désignant par $\vec{\gamma} = (\gamma_A, \gamma_V, \gamma_L)$ la composition du mélange, alors toute fonction thermodynamique du mélange se trouve fonction de l'état $(v, T, \vec{\gamma})$. Soit F l'énergie libre du mélange de volume V contenant les masses M_α des constituants sous la température T . Puisque F est une grandeur additive, elle peut s'écrire sous la forme :

$$F(V, M_\alpha, T) = \sum M_\alpha \bar{f}_\alpha(v, T, \vec{\gamma}) \quad (2.32)$$

où $\bar{f}_\alpha$ est l'énergie libre massique du constituant α dans le mélange. En divisant par M , l'énergie libre massique du mélange f s'écrit sous la forme :

$$f(v, T, \vec{\gamma}) = \sum \gamma_\alpha \bar{f}_\alpha(v, T, \vec{\gamma}) \quad (2.33)$$

La donnée de ce potentiel thermodynamique permettrait de calculer toutes les propriétés thermodynamiques du mélange. Cela suppose donc la connaissance des fonctions partielles $\bar{f}_\alpha$. Dans le modèle proposé, $\bar{f}_\alpha$ sera l'énergie libre massique f_α du constituant α pur avec comme premier argument un volume massique v_α fonction de l'état :

$$f(v, T, \vec{\gamma}) = \sum \gamma_\alpha f_\alpha(v_\alpha(v, T, \vec{\gamma}), T) \quad (2.34)$$

Il s'agit d'un mélange idéal puisque l'égalité (2.34) ne contient aucun terme permettant l'interaction des constituants entre eux.

Après avoir défini le potentiel f , il reste à déterminer les fonctions inconnues $v_\alpha(v, T, \vec{\gamma})$. Pour cela, introduisons tout d'abord les trois hypothèses suivantes :

- Le volume total du mélange V est la somme d'un volume gazeux V_G et d'un volume liquide V_L :

$$V = V_G + V_L \quad (2.35)$$

- L'air sec comme la vapeur d'eau occupe tout le volume gazeux V_G .
- La dissolution des composants de l'air sec dans la phase liquide de l'eau est négligeable. La phase liquide du mélange sera formée d'eau liquide uniquement.

Ainsi les volumes massiques v_α seront définis par :

$$v_A = \frac{V_G}{M_A}, v_V = \frac{V_G}{M_V}, v_L = \frac{V_L}{M_L} \quad (2.36)$$

Il s'agit en effet des vrais volumes massiques puisque, pour chaque constituant, on utilise le volume qui lui est associé et non pas le volume total du mélange. Les v_α étant définis, il reste à préciser comment ils sont reliés à l'état $(v, T, \vec{\gamma})$.

En introduisant les fractions massiques $a = \frac{M_A}{M_G}$ et $c = \frac{M_A}{M}$, les coefficients γ_α peuvent être exprimés en fonction de ces seules fractions :

$$\gamma_A = c, \quad \gamma_V = \frac{c}{a} - c, \quad \gamma_L = 1 - \frac{c}{a} \quad (2.37)$$

La fraction massique c est un paramètre fixe et indépendant de la température et du volume total. Il s'agit donc d'une variable pouvant figurer dans la description de l'état thermodynamique. En revanche, l'eau pure change de phase ce qui fait que la fraction massique a dépend de l'état thermodynamique. Donc le vecteur $\vec{\gamma}$ décrivant la composition du mélange, se réduit au seul paramètre c . Les coefficients γ_V et γ_L deviennent fonction de l'état et pour qu'ils restent des quantités positives, il faut que c vérifie l'inégalité $c \leq a$. L'égalité $a(v, T, c) = c$ décrit la saturation du mélange (air sec, vapeur d'eau) : toute quantité d'eau supplémentaire ne peut apparaître que sous forme liquide.

L'égalité des volumes de l'air sec et de la vapeur d'eau permet d'écrire la relation suivante :

$$\gamma_A v_A = \gamma_V v_V \quad (2.38)$$

En développant l'équation (2.35) on obtient :

$$v = \gamma_A v_A + \gamma_L v_L = \gamma_V v_V + \gamma_L v_L \quad (2.39)$$

En utilisant les équations (2.37), (2.38) et (2.39), on obtient une relation qui lie un des volumes massiques en fonction des deux autres. Si on choisit le couple (v_V, v_L) comme inconnue principale, v_A sera tel que :

$$\gamma_A v_A = \frac{v - (1 - v_A)v_L}{v_V - v_L} v_V \quad (2.40)$$

Pour le calcul du couple (v_V, v_L) , on a besoin d'ajouter d'autres hypothèses. Avant cela, calculons le gradient de f par rapport à l'état (v, T, c) :

$$-\vec{\nabla}f = \begin{pmatrix} p \\ s \\ \mu \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} p_L \\ \sum_{\alpha} \gamma_{\alpha} s_{\alpha}(v_{\alpha}, c) \\ g_V - g_A \end{pmatrix} + [p_A + p_V - p_L] \vec{\nabla}(\gamma_A v_A) + [g_V - g_L] \vec{\nabla}(\gamma_L) \quad (2.41)$$

Les grandeurs totales du mélange $p = -\frac{\partial f}{\partial v}$ et $s = -\frac{\partial f}{\partial T}$ représentent respectivement la pression et l'entropie massique. Nous avons noté par $-\mu$ la dérivée de f par rapport à c . Les grandeurs partielles $p_{\alpha} = -\frac{\partial f_{\alpha}}{\partial v_{\alpha}}$, $s_{\alpha} = -\frac{\partial f_{\alpha}}{\partial T}$ et $g_{\alpha} = f_{\alpha} + p_{\alpha} v_{\alpha}$ représentent respectivement la pression, l'entropie massique et l'enthalpie libre massique du constituant α . La relation (2.41) nous suggère donc d'ajouter les deux hypothèses suivantes : la condition d'équilibre mécanique :

$$p_A + p_V = p_L \quad (2.42)$$

et la condition d'équilibre thermodynamique des phases vapeur et liquide de l'eau :

$$g_V(v_V, T) = g_L(v_L, T) \quad (2.43)$$

Nous obtenons alors :

$$-\bar{\nabla}f = \begin{pmatrix} p \\ s \\ \mu \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} p_L \\ \sum \gamma_\alpha s_\alpha(v_\alpha, c) \\ g_V - g_A \end{pmatrix} \quad (2.44)$$

L'égalité (2.44) exprime tout simplement que la pression totale est celle de la phase liquide, que l'entropie massique totale vérifie la même décomposition que f et que la dérivée partielle de f par rapport à c n'est autre que la différence entre l'enthalpie libre de l'air et celle de la vapeur d'eau. Pour trouver le couple (v_V, v_L) , il suffit de résoudre le système d'équation suivant :

$$\begin{cases} g_V(v_V, T) = g_L(v_L, T) \\ p_A(v_A((v_L, v_V), T)) + p_V(v_V, T) = p_L(v_L, T) \end{cases} \quad (2.45)$$

Rappelons que $v_A(v_L, v_V)$ est fourni par l'égalité (2.40).

La thermodynamique de l'eau pure nous conduit à distinguer les trois cas suivants :

1. Si la pression totale est en dessous de la pression de saturation $P_s(T)$, l'eau est en phase vapeur. Ainsi, le mélange à considérer sera celui de l'air sec et de la vapeur d'eau.
2. Si la pression totale est au dessus d'une pression limite $P_{lm}(T)$, l'eau est en phase liquide. Ainsi, le mélange à considérer sera celui de l'air sec et de l'eau liquide (cas extrême du système air - sec - gouttelettes d'eau liquide).
3. Pour une pression totale appartenant à l'intervalle $] P_s(T), P_{lm}(T)[$, l'eau est présente avec ses deux phases. Ainsi, le mélange à considérer sera celui de l'air sec, de la vapeur d'eau et de l'eau liquide.

Seul le troisième cas nécessite la résolution du système (2.45) qui est abordé numériquement en utilisant une méthode itérative de type Newton-Raphson.

L'étude de ces trois cas avec les définitions des v_α données par les relations (2.36) nous permettent finalement de calculer l'énergie libre de chaque constituant α et de remonter, en utilisant (2.34), au potentiel thermodynamique f dont dérivent toutes les propriétés thermodynamiques d'équilibre parmi lesquelles nous citons :

La capacité thermique à pression constante :

$$C_p = -T \frac{\partial^2 f(v, T, c)}{\partial T^2} \quad (2.46)$$

Le facteur de compressibilité massique :

$$Z = - \left(\frac{v}{T} \right) \frac{\partial f(v, T, c)}{\partial T} \quad (2.47)$$

Le coefficient de dilatation thermique volumique à pression constante :

$$\alpha = \left(\frac{1}{v} \right) \frac{\partial^2 g(p, T, c)}{\partial p \partial T} \quad (2.48)$$

Pour le calcul des ces propriétés thermodynamiques, nous avons besoin, en plus des dérivées premières de f , des dérivées d'ordres supérieures qui nécessitent les dérivées partielles de v_V et v_L .

Ces dérivées s'obtiennent par dérivation des deux conditions d'équilibre (2.45) qui restent vraies pour tout (v, T, c) .

2.3.2.4 Commentaires et discussions

En l'absence de données expérimentales, on a utilisé le modèle de Feitsel et al. (2010), valable dans des gammes de pression allant jusqu'à 5 MPa et de température entre -80 et 200°C , pour valider une partie de notre modèle. Notons qu'actuellement, nous n'avons aucun moyen de valider la partie concernant le mélange en présence d'eau sous forme liquide et par conséquent les résultats de cette partie sont à prendre avec précaution.

La Figure 2.29a représente, pour une pression de 5 MPa, en plus de l'enthalpie calculée par notre modèle, les enthalpies de l'eau pure et de l'air sec (Lemmon et al., 2000). Cette figure montre en particulier que le changement de phase dans le mélange est très décalé de celui de l'eau pure.

La Figure 2.29b représente, pour différentes valeurs de la pression et pour une concentration $c = 0,9$, la capacité thermique C_p en fonction de la température. On remarque que le changement de pente au niveau de l'enthalpie s'est traduit par une discontinuité au niveau de la capacité thermique ce qui est évident puisque C_p n'est autre que la dérivée de h par rapport à la température pour une pression p et une concentration c fixées. L'autre remarque importante est que C_p est sensiblement variable en fonction de la température lorsque le mélange est en présence d'eau liquide et qu'il varie très peu dans le cas contraire.

La Figure 2.29c permet de comparer, dans le cas du mélange sans présence d'eau liquide, C_p avec les capacités thermiques de l'air humide en tant que gaz parfait, de l'air humide en négligeant l'eau (air sec) et de l'air humide correspondant au modèle de Feistel et al. (2010). Cette figure montre une différence significative entre les modèles intégrant l'humidité et ceux qui l'ignorent. En revanche, la différence entre notre modèle et celui proposé par Feistel et al. (2010) est limitée et elle est de moins en moins importante lorsque la pression diminue.

La Figure 2.29d représente, pour différentes valeurs de la pression et pour une concentration $c = 0,9$, le facteur de compressibilité massique Z en fonction de la température. La variation de Z est limitée dans le cas du mélange (air, vapeur) alors qu'elle est importante lorsque l'eau liquide intervient. La Figure 2.29e donne les masses volumiques de l'eau pure, de l'air sec et du mélange en fonction de la température et pour une pression $p = 5$ MPa. Malgré la discontinuité de la masse volumique de l'eau, la masse volumique du mélange ne présente aucune discontinuité, elle reste relativement proche de celle de l'air sec. La comparaison avec le modèle de Feistel et al est très satisfaisante (Figure 2.29f).

La Figure 2.30 représente, pour différentes valeurs de la pression et pour une concentration $c = 0,9$ (90 % de la masse totale est sous forme d'air sec), l'enthalpie en fonction de la température. On remarque que, pour une pression fixée, la courbe présente, à la température de changement de phase un changement de pente et non une discontinuité. En effet, malgré l'existence de cette discontinuité dans l'enthalpie de l'eau pure, comme le montre la Figure 2.30, la présence de l'air dans le mélange (l'enthalpie de l'air ne présente aucune discontinuité dans la gamme de température étudiée) a servi à lisser cette discontinuité.

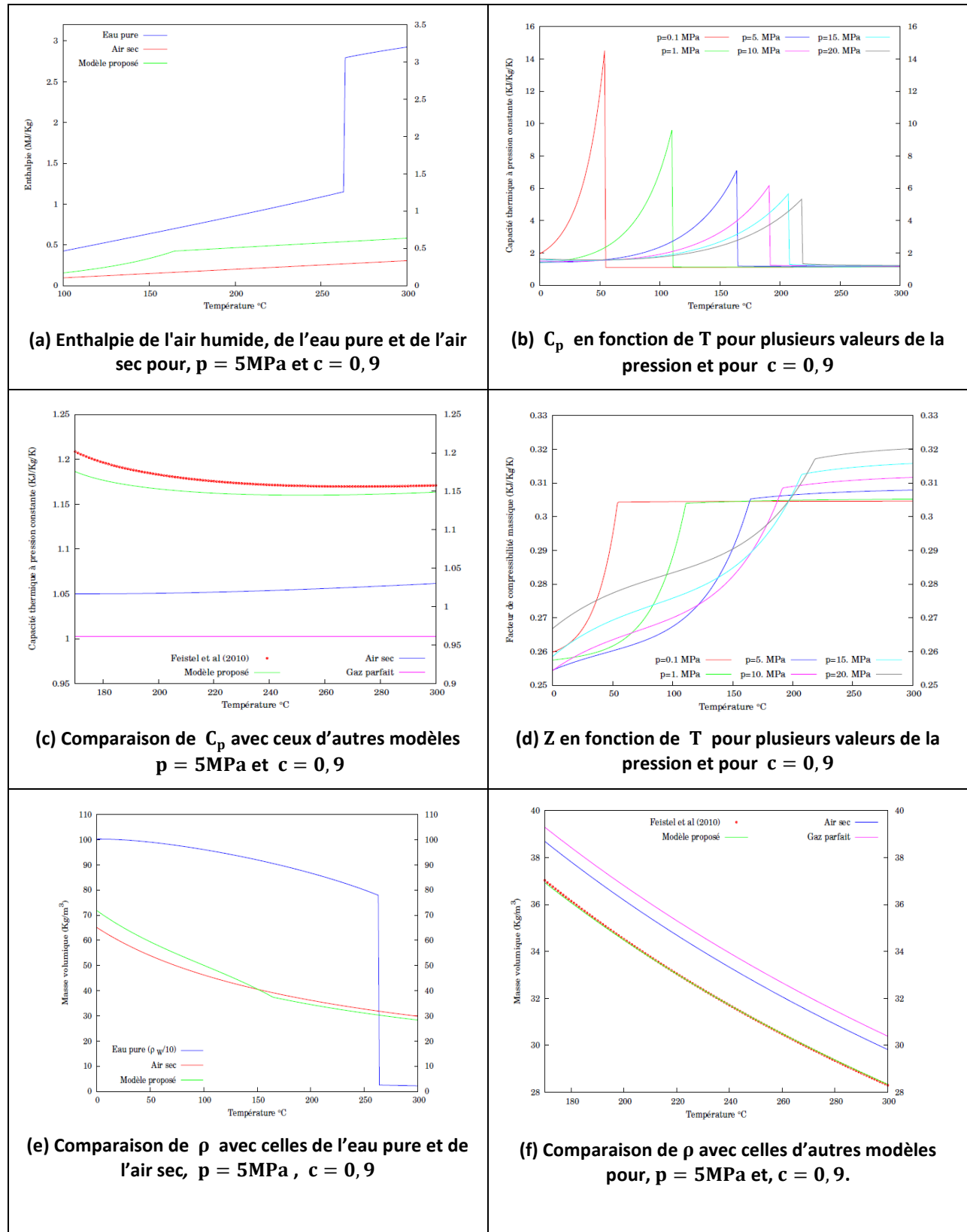


Figure 2.29 : Comparaisons entre le modèle proposé et les modèles trouvés dans la littérature

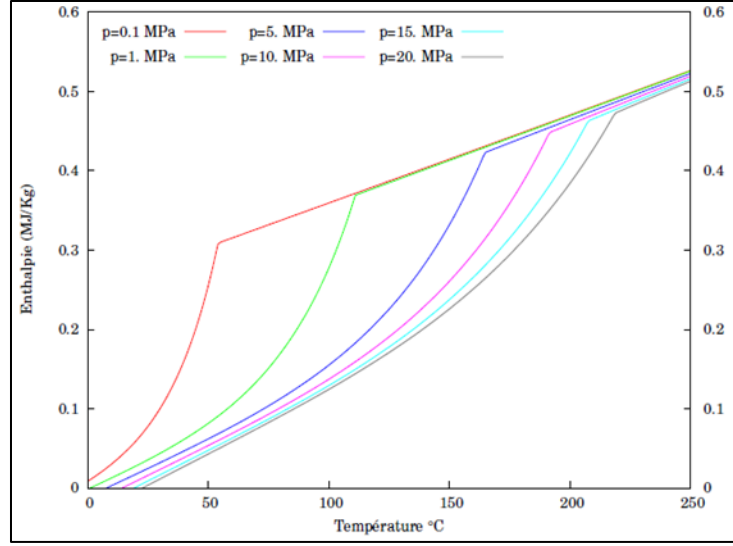


Figure 2.30 : Enthalpie de l'air humide en fonction de la température et de la pression pour une concentration de 90 %.

2.3.3 Modèle simplifié

Le modèle développé a été intégré dans un logiciel numérique permettant de simuler le comportement thermodynamique d'une cavité de stockage avec prise en compte du puits. Cette intégration s'est traduite par un temps de calcul très lourd (1 semaine de calcul pour simuler 12 cycles quotidiens). Dans le but de minimiser ce temps de calcul, une version plus simple du modèle proposé a été développée en considérant que l'air humide est un mélange idéal entre les 3 constituants : l'air sec, la vapeur d'eau et l'eau. L'air sec et la vapeur d'eau sont considérés chacun comme un gaz parfait avec des propriétés constantes en fonction des variables d'états, l'eau est considérée comme un fluide qui a la loi de comportement suivante :

$$\frac{\dot{\rho}}{\rho_0} = \alpha \dot{T} - \beta \dot{P} \quad (2.49)$$

$$C_p(T_0, p) = \text{constante} \quad (2.50)$$

Cette fois-ci, le potentiel de Gibbs associé au triplet (p, T, c) est utilisé au lieu du potentiel de Helmholtz. Les énergies libres de l'air sec, de la vapeur d'eau et de l'eau sont respectivement données par :

$$\phi_A(p_A, T) = \frac{g_A(p, T)}{T} = Z_A \ln(\bar{P}_A) + C_{P_A}(\ln(\tau) - \tau + 1) \quad (2.51)$$

où $\bar{P}_A = \frac{P_A}{P_0}$, $\tau = \frac{T_0}{T}$, Z_A et C_{P_A} sont respectivement le facteur de compressibilité et la capacité thermique de l'air sec.

$$\phi_V(p_V, T) = \frac{g_V(p, T)}{T} = Z_V \ln(\bar{P}_V) + C_{P_V}(\ln(\tau) - \tau + 1) \quad (2.52)$$

où $\bar{P}_A = \frac{P_A}{P_0}$, Z_V et C_{P_V} sont respectivement le facteur de compressibilité et la capacité thermique de la vapeur d'eau.

$$\phi_L(p, T) = \frac{g_L(p, T)}{T} = -a + \frac{b}{T} - \left(\frac{1}{T}\right) \left(\frac{v_{L_0}}{\beta_L}\right) (e^{-\alpha_L \Delta T}) (e^{-\beta_L \Delta P} - 1) + C_{P_L} (\ln(\tau) - \tau + 1) \quad (2.53)$$

où a et b sont des constantes d'intégration déterminées à partir de la courbe de coexistence de l'eau et de la vapeur d'eau, v_{L_0} est le volume massique de référence de l'eau, α_L , β_L et C_{P_L} sont respectivement le coefficient de dilatation thermique volumique, le coefficient de compressibilité et la capacité thermique de l'eau.

Le potentiel de Gibbs du mélange est de la forme :

$$g(p, T, c) = \sum \gamma_\alpha g_\alpha(p_\alpha(p, T, c), T, c) \quad (2.54)$$

où $\alpha = (A, V, L)$ et p_α est la pression partielle du constituant α .

Le problème revient donc à calculer la pression partielle de chaque constituant. Ce problème peut être résolu en utilisant la condition d'équilibre mécanique et la condition d'équilibre thermodynamique des phases vapeur et liquide de l'eau. Ceci se traduit par l'équation suivante :

$$g_V(p - p_A, T) = g_L(p_L, T) \quad (2.55)$$

Une fois p_A calculée en fonction de (p, T) , $p_V = p - p_A$ se trouve elle aussi calculée. On pourra ensuite déterminer les volumes massiques v_V et v_L et les fractions massiques γ_V et γ_L peuvent alors être déterminées en utilisant les relations suivantes :

$$v_V = \frac{\partial g(p_V, T)}{\partial p_V} \quad (2.56)$$

$$v_L = \frac{\partial g(p, T)}{\partial p} \quad (2.57)$$

$$\gamma_V = \frac{c v_A}{v_V} \quad (2.58)$$

$$\gamma_L = 1 - c - \gamma_V \quad (2.59)$$

Pour le calcul des ces propriétés thermodynamiques, nous avons besoin, en plus des dérivées premières de g , des dérivées d'ordres supérieures qui nécessitent les dérivées partielles de p_V et p_L . Ces dérivées s'obtiennent par dérivation des deux conditions d'équilibre (2.55) qui restent vraies pour tout (p, T, c) .

La Figure 2.31 montre une comparaison entre les 2 modèles proposés. On remarque que le coefficient de compressibilité, la masse volumique et le coefficient de dilatation thermique linéique sont comparables pour les deux modèles. Par contre, il y a une différence, pour les températures inférieures à 400 K, qui peut atteindre un facteur de 2 au niveau de la capacité thermique. Ceci peut être dû au fait que la capacité thermique de l'eau pure a été considérée comme constante en fonction de la pression et de la température.

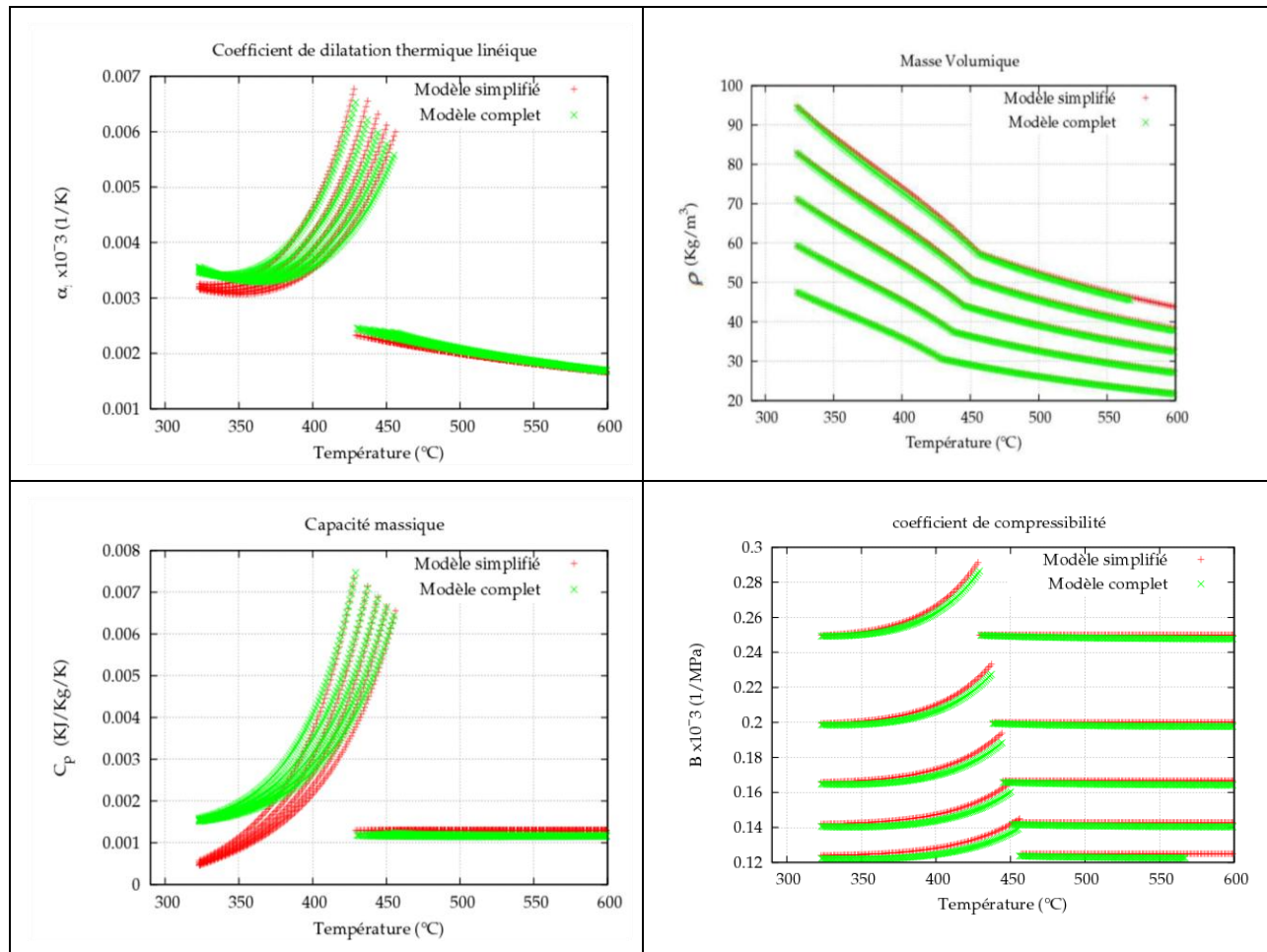


Figure 2.31 : Comparaison des résultats du modèle complet et du modèle simplifié : variation des propriétés en fonction de la température pour 4 pressions allant de 4 à 8 MPa

2.3.4 Synthèse

Cette dernière partie du chapitre a été consacrée à une synthèse bibliographique des modèles rhéologiques de l'air humide et à leurs limites. Faute de modèles existants permettant de décrire le comportement thermodynamique de l'air humide dans les gammes de température et de pression auxquelles on s'intéresse, un nouveau modèle théorique valable dans les conditions de stockage a été développé. Ce modèle considère l'air humide comme un mélange idéal de constituants : eau pur (liquide et vapeur) et air sec. Pour finir, une comparaison de ce modèle avec celui de l'air sec et du gaz parfait a été établie, ainsi que des comparaisons avec d'autres modèles existants. Ce modèle montre qu'une humidité de 10% peut engendrer une différence significative au niveau des propriétés de l'air.

2.4 Conclusion

L'air comprimé engendre dans le régénérateur thermique de fortes sollicitations cycliques avec des températures de 8 et 600 °C et des pressions allant jusqu'à 15 MPa. La mise en place d'un revêtement

capable d'assurer la stabilité et de réduire les pertes hydrauliques et thermiques est par conséquent un élément essentiel dans la conception du système de stockage. L'étude du comportement des matériaux pouvant servir au revêtement de ce type d'ouvrage, dans les gammes de pression et de température mentionnées, a constitué l'objet principal de ce chapitre.

Dans la première partie, nous avons mené une étude bibliographique dans le but de caractériser le comportement THM de la roche hôte (granite) et de son soutènement immédiat (béton). Cette revue a montré que ces deux matériaux subissent, à de hautes températures, de grandes transformations au niveau de leur microstructure qui affectent considérablement leurs propriétés mécaniques, thermiques et hydrauliques. En vue de les protéger des contraintes thermiques, un système de refroidissement actif doit être intégré dans le revêtement pour maintenir leur température inférieure à 70 °C, valeur jugée acceptable pour garantir leur stabilité à long terme..

Une série de matériaux spéciaux, constituée par des isolants réfractaires a été sélectionnée pour définir le revêtement immédiat du régénérateur. Ces matériaux sont connus par leur bonne résistance à la température et leur forte capacité d'isolation. Néanmoins, leur comportement face à des sollicitations cycliques en température et en pression est très mal connu. Une campagne expérimentale en laboratoire a été alors mise en œuvre afin d'identifier les caractéristiques mécaniques, hydrauliques et poroélastiques de ces matériaux. Ce travail a fait le sujet de la deuxième partie de ce chapitre. La campagne avait pour but de caractériser les matériaux à l'état vierge et de comprendre l'effet de la haute température sur les propriétés mécaniques et l'effet du cyclage sur l'ensemble des propriétés. Compte tenu de la dispersion des résultats, il n'a pas été possible d'identifier une influence significative du cyclage et de la température sur les propriétés mesurées. Notons que pour certains matériaux comme l'isolant poreux (RI30), la mesure de la perméabilité n'est pas très précise à cause de sa forte rugosité.

L'air qui circule dans les cavités n'étant pas sec, une loi d'état de l'air humide est proposée, via un modèle de mélange idéal de 3 phases : l'air sec, la vapeur d'eau et l'eau liquide. Le potentiel chimique de ce mélange (fonction de Gibbs) est une fonction de la pression du mélange gazeux (air +vapeur), de la température absolue commune aux 3 trois constituants et de la concentration massique de l'air sec dans le mélange.

Enfin, ce chapitre a permis de rassembler toutes les caractéristiques nécessaires des matériaux mobilisés dans un stockage adiabatique de l'air comprimé en cavités minées. Ces caractéristiques seront utilisées dans la suite avec les lois qui leur sont associées pour la réalisation de simulations numériques couplées dans une optique de dimensionnement des ouvrages.

Chapitre 3

Modélisation thermo-hydro-mécanique

Le dimensionnement des revêtements des régénérateurs requiert la mise en œuvre de modèles adaptés couplant les comportements thermo-hydro-mécaniques des matériaux lorsqu'ils sont traversés par un fluide compressible constitué par de l'air. Ce chapitre est consacré à ce volet et comprend deux parties. Dans la première partie, nous commençons par faire une synthèse sur les modèles thermo-hydro-mécaniques développés dans la littérature, ensuite nous présentons une formulation plus appropriée au cas d'un milieu poreux déformable saturé par l'air. L'accent est mis surtout sur les différents mécanismes souvent négligés dans la littérature comme la convection, la chaleur de compression, la variation des propriétés des matériaux avec la température et la pression.

Dans la deuxième partie, nous décrivons les différentes configurations envisagées pour le revêtement des régénérateurs en expliquant les avantages et les inconvénients de chacune d'entre elles. Le chargement appliqué en température et en pression est ensuite présenté et les résultats des calculs numériques sont analysés en justifiant l'importance de chaque mécanisme de couplage. Ce chapitre se termine par une comparaison des résultats du modèle développé avec les résultats obtenus avec un modèle thermo-hydro-mécanique simple.

3.1 Synthèse bibliographique

Dans le chapitre 2, le milieu poreux a été défini à l'échelle macroscopique comme étant un milieu continu solide à travers lequel peut circuler un fluide. Les deux premières formulations générales d'un milieu poreux sont celle de Terzaghi qui considère un milieu poreux saturé où le fluide saturant et le squelette sont incompressibles et celle de Biot qui considère les mêmes hypothèses à la différence d'un squelette déformable. Par la suite, de nombreux travaux et analyses des milieux poreux élastiques se sont inscrits dans le cadre de la théorie élastique linéaire de Biot dont on cite les plus importants :

- Biot et Willis (1962, [50]) ont analysé la procédure expérimentale à suivre pour mesurer les coefficients poroélastiques.
- Geertsma (1957, [51]), Nur et Byerlee (1971, [52]) et Zimmerman et al. (1986, [53]) ont donné les relations liant les coefficients poroélastiques de Biot aux caractéristiques des constituants du milieu poreux.
- Carter et al. (1977, [54]) ont développé la théorie de la consolidation des sols en transformations finies.
- Rice et Cleary (1976, [55]) ont reformulé la théorie de Biot en exprimant les relations de comportement élastique linéaire en fonction de paramètres physiques différents tels que le coefficient de Skempton et le coefficient de Poisson non drainé.

Biot a ensuite généralisé sa théorie aux milieux poroélastiques anisotropes dont le fluide saturant est visqueux et compressible, et aux milieux poroviscoélastiques anisotropes. Il a étudié aussi la propagation d'ondes dans les milieux poroélastiques et poroviscoélastiques. Plusieurs auteurs se sont intéressés au comportement irréversible des milieux poreux comme :

- Rice (1975, [56]), Rudnicki et (Rice 1975, [57]) et Rudnicki (1985, [58]) ont proposé des critères de plasticité pour les milieux poreux.
- Smith et Patillo (1983, [60]) se sont intéressés aux notions de contraintes effectives élastiques et plastiques.
- Vardoulakis (1986, [61]) a proposé un critère de plasticité pour les sols granulaires.

L'étude du comportement thermique des milieux poreux saturés a commencé au début des années 1980 et s'est développée considérablement depuis, du fait de l'importance des problèmes concernant les milieux poreux en conditions non-isothermes. Ces problèmes industriels peuvent être classés en deux types : des problèmes de dégagement de chaleur en milieu poreux (stockage de déchets nucléaires, stockage d'air comprimée...) et des problèmes d'injection de fluide en milieux poreux (stabilité de puits de forage sous l'effet de l'injection, transfert de chaleur par l'intermédiaire du fluide pompé ou injecté). Plusieurs campagnes d'essais ont été menées en laboratoire (Chijimatsu et al. 2001 [62], Datta et al. 2004 [63], Villar et al. 2005 [64], Kull et al. 2007 [65]) et plusieurs tests ont été réalisés *in situ* (Gatabin et al. 2005 [66], Martin et al. 2005 [67]) pour étudier les différents mécanismes de couplage dans différentes roches.

De nombreux modèles mathématiques ont été développés (Schiffman et al. 1977 [68], Derski et Kowalski 1979 [69], Coussy 1991 [70], Bear et Corapcioglu 1981 [71], Booker et Savvidou 1985 [72], Mac Tigue 1986 [73], Kurashige 1989 [74], Lewis et Schrefler 1987 [75], Smith et Booker 1993 [76], Jiang et Rajapakse 1994 [77], Seneviratne et al. 1994 [78]). Tijani et al. (1996), Noorishad et al. [79] ont développé aussi des modèles thermo-hydro-mécaniques dans des milieux fracturés.

Plusieurs auteurs ont présenté des solutions analytiques des problèmes thermo-poroélastiques pour des matériaux qui subissent des petites perturbations autour d'un état initial (Mac Tigue 1986 [73], Smith et Booker 1993 [76]). Toutes ces solutions analytiques se basent sur des hypothèses simplificatrices : propriétés constantes, loi de Darcy, loi de Fourier, pas de flux convectif ...

La modélisation du couplage THM dans les milieux poreux a conduit au développement de plusieurs codes numériques capables de modéliser le comportement des roches à plusieurs niveaux de sophistication : VIPHYD (Tijani), ROCMAS (Noorishad et al. 1996 [79]), THAMES (Ohnishi et al. 1987 [80]), MOTIF (Guvanase et al. 1995 [81]), FRACON (Nguyen et al. 1995 [82]), FEMH (Bower et al. 1997 [83]), FRIP (Pine et al. 1985 [84]), FRACture (Kohl et al. 1995 [85]), GEORACK (Swenson et al. 1997 [86]), TOUGH2/JAS3D (Rutqvist et al. 2005 [87]) et plusieurs logiciels commerciaux comme : ABAQUS, FLAC, UDEC et COMSOL MULTIPHYSICS.

L'étude du couplage thermo-hydro-mécanique dans les milieux multiphasiques (milieux dans lesquels plusieurs fluides coexistent) a été considérablement développée ces dernières années vu les besoins exprimés par les applications industrielles. Plusieurs auteurs ont développé des modèles mathématiques dans les milieux multiphasiques (Bowen 1982 [88], Thomas et al. 1995 [89], Zhou et al. 1998 [90], Rutqvist et al. 2001 [91], Khalili et al. 2001 [92] et Schrefler et al. 2004 [93]). Ces modèles sont basés sur la théorie des mélanges. De la même façon, plusieurs logiciels ont été développés dans ce but. On cite comme exemples le code VISAGE (Koutsabeloulis et al. 1998 [94]), qui analyse l'écoulement du gaz et de l'huile dans des réservoirs souterrains profonds, le code COMPASS (Thomas et al. 1996, [95]) qui modélise l'écoulement de l'eau et de l'air dans les sols et le code CODE-BRIGHT (Olivella et al. 1994, [96]) qui modélise l'écoulement du gaz et de la saumure dans les milieux salins.

Dans ce mémoire, l'étude s'est intéressée à la thermoporoélasticité des milieux poreux saturés par un seul fluide. Ce fluide peut être l'air considéré comme un gaz parfait ou l'air sec qui suit le modèle de Lemmon et al. (2000, [97]) décrit dans la chapitre 2. Notons que la loi de l'air humide développée dans ce même chapitre n'est pas valable pour un milieu poreux. Nous adopterons les simplifications ci-dessus à cause du manque de données sur le comportement de l'air humide au sein de ces matériaux spéciaux. Nous présenterons par la suite le modèle thermo-hydro-mécanique utilisé avec toutes les hypothèses et les simplifications.

Les modèles mathématiques développés dans la littérature suivent la formulation de base de Biot. Ils sont similaires et diffèrent seulement par les hypothèses et simplifications adoptées concernant les propriétés constantes des matériaux, le comportement élastique de la phase solide, le flux thermique conductif, l'incompressibilité des matériaux, la prise en compte de la chaleur de compression, etc... Ces hypothèses simplificatrices sont adoptées pour deux raisons principales :

- 1- Les mécanismes sont physiquement négligeables et n'affectent pas le comportement du milieu poreux (par exemple : la convection peut être négligée lorsque le matériau est peu perméable, les propriétés des matériaux peuvent être considérées constantes lorsque la température et la pression varient peu...).
- 2- Le manque d'outils numériques efficaces pour résoudre de tels problèmes.

Dans la suite nous présentons la formulation mathématique de notre problème en évoquant les hypothèses et les termes négligés.

3.2 Modèle mathématique

Dans la formulation qui suit, on considère un milieu poreux saturé par un seul fluide qui est l'air. On considère aussi que les 2 phases sont en équilibre thermique local, ceci signifie que l'équilibre thermique entre les phases s'établit instantanément. Cette analyse est réalisée à l'échelle macroscopique où le milieu poreux est considéré comme étant un milieu continu et les grandeurs locales sont "moyennées" afin d'être utilisées analytiquement et numériquement. Les inconnues principales du problème sont : la température, la pression de pore et la contrainte.

3.2.1 Système d'équations

En négligeant les forces d'inertie, l'équilibre classique de la thermo-mécanique des milieux poreux s'écrit :

$$\vec{\nabla} \cdot \underline{\underline{\sigma}} + \rho_m \vec{g} = 0 \quad (3.60)$$

où $\underline{\underline{\sigma}}$ est le tenseur des contraintes totales, $\vec{g}$ un vecteur représentant l'accélération de la pesanteur et ρ_m est la masse volumique moyenne du mélange donnée par :

$$\rho_m = (1 - \emptyset)\rho_s + \emptyset\rho_f \quad (3.61)$$

où $\emptyset$ est la porosité du milieu, ρ_f et ρ_s sont les masses volumiques respectives du fluide et du solide.

La loi de la contrainte effective formulée par Biot peut être écrite sous la forme :

$$\underline{\underline{\sigma}} = \underline{\underline{\sigma'}} - \mathbf{I} \text{ bp} \quad (3.62)$$

où b est le coefficient de biot et $\underline{\sigma}'$ est le tenseur des contraintes effectives donné par :

$$\underline{\sigma}' = \underline{D} : (\underline{\varepsilon} - \underline{\varepsilon}^t) \quad (3.63)$$

où $\underline{\varepsilon}$ est le tenseur de déformation dû au chargement mécanique, $\underline{D}$ est la matrice de rigidité tangentielle et $\underline{\varepsilon}^t$ est le tenseur déformation thermique et il est donné par :

$$\underline{\varepsilon}^t = \alpha_d \underline{I} \Delta T \quad (3.64)$$

où α_d est le coefficient de dilatation thermique drainée.

L'équation de conservation de masse s'écrit :

$$\frac{1}{M_b} \frac{\partial p}{\partial t} - \alpha_m \frac{\partial T}{\partial t} + b \frac{\partial \varepsilon_v}{\partial t} = -\frac{1}{\rho_f} \vec{\nabla} \cdot (\vec{q}_f) \quad (3.65)$$

où ε_v est la déformation volumique et M_b est le module de Biot donné par :

$$\frac{1}{M_b} = \phi \beta_f + \frac{b-\phi}{k_g} \quad (3.66)$$

et α_m le coefficient de dilatation thermique différentiel donné par :

$$\alpha_m = 3\phi \alpha_f + (1 - \phi) \alpha_g - (1 - b) \alpha_d \quad (3.67)$$

où β_f est le module de compressibilité du fluide, α_f est le coefficient de dilatation thermique linéique du fluide, k_g est le coefficient de compressibilité des grains solide et α_g est le coefficient de dilatation thermique des grains solides.

En négligeant l'influence du gradient thermique sur le flux hydraulique du fluide (thermo-osmosis), ce flux peut être exprimé par :

$$\vec{q}_f = -\rho_f \frac{k_a}{\mu_f} (\vec{\nabla} p - \rho_f g \vec{\nabla} z) \quad (3.68)$$

où k_a est la perméabilité apparente (effet de Klinkenberg), μ_f est la viscosité dynamique du fluide et z l'altitude.

En négligeant la dissipation d'énergie due à la viscosité de l'air et l'énergie qui provient du travail irréversible du squelette et toute forme d'énergie provenant du déplacement du solide, l'équation de conservation d'énergie s'écrit :

$$(\rho C_p)_m \frac{\partial T}{\partial t} + \rho_f C_{pf} \vec{v}_f \cdot \vec{\nabla} T - \frac{\partial p}{\partial t} = -\vec{\nabla} \cdot (\vec{q}_t) \quad (3.69)$$

où

$$(\rho C_p)_m = (1 - \phi) \rho_s C_{ps} + \phi \rho_f C_{pf} \quad (3.70)$$

où C_{ps} et C_{pf} sont respectivement les capacités thermiques massiques du solide et du fluide et $\vec{v}_f$ est la vitesse des particules du fluide.

En négligeant l'influence du gradient de pression sur le flux thermique, le flux conductif s'écrit alors sous la forme suivante :

$$\vec{q}_t = -\lambda_m \vec{\nabla} T \quad (3.71)$$

où $\vec{q}_t$ est le flux thermique conductif total provenant du fluide et du solide et λ_m est la conductivité thermique moyenne de toutes les phases, elle est donnée par :

$$\lambda_m = (1 - \phi)\lambda_s + \phi\lambda_f \quad (3.72)$$

où λ_f et λ_s sont respectivement la conductivité thermique du fluide et du solide.

3.2.2 Intégration du modèle mathématique dans COMSOL-MULTIphysics

Le modèle mathématique formulé précédemment est intégré dans le logiciel numérique COMSOL-MULTIphysics (version 3.5a) afin de calculer les champs de contrainte, de température et de pression de pore dans la structure étudiée. Les calculs sont menés en utilisant le module « Earth science » et en couplant les modèles « poroelasticity » avec « heat transfer- convection and conduction ». Le modèle « poroelasticity » est un modèle intégré dans COMSOL, il couple l'équation de conservation de masse (équation (3.65)) et l'équation d'équilibre classique de la thermo-mécanique des milieux poreux (équation (3.60)). Le modèle « heat transfer- convection and conduction » est un modèle basé sur la résolution de l'équation de conservation d'énergie (équation (3.69)).

Les équations de conservation de masse et de conservation de l'énergie dans l'interface COMSOL sont :

$$S \frac{\partial p}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \left(-\frac{k_a}{\mu_f} (\vec{\nabla} p - \rho_f g \vec{\nabla} z) \right) = Q_S \quad (3.73)$$

$$C_{eq} \frac{\partial T}{\partial t} - \vec{\nabla} \cdot (K_{eq} \vec{\nabla} T) = Q_H - C_L \vec{u} \cdot \vec{\nabla} T \quad (3.74)$$

On présente dans ce qui suit la définition des variables utilisées dans les équations du modèle numérique en fonction de celles du modèle mathématique formulé :

- S est le coefficient d'emménagement égal à $\frac{1}{M_b}$
- K_s est la perméabilité apparente notée K_a
- C_{eq} représente la capacité volumique équivalente $(\rho C_p)_m$
- K_{eq} désigne la conductivité thermique moyenne de toutes les phases λ_m
- C_L est la capacité volumique du fluide $\rho_f C_{pf}$
- $\vec{u}$ désigne la vitesse du fluide notée $\vec{v}_f$

Les deux termes Q_S et Q_H sont deux termes sources égaux respectivement à $\alpha_m \frac{\partial T}{\partial t}$ et $\frac{\partial p}{\partial t}$.

La porosité du matériau ϕ , le coefficient de Biot b et le module de Biot M_b sont des constantes. La masse volumique du solide ρ_s , sa capacité thermique massique C_{ps} , la perméabilité apparente k_a et la

viscosité dynamique du fluide μ_f sont également considérées constantes. La conductivité thermique moyenne λ_m est variable en fonction de la température.

Les caractéristiques de l'air : ρ_f , C_{pf} , α_f et β_f sont variables en fonction de la température et de la pression. Elles sont calculées à l'aide de la loi établie par Lemmon (2000, [97]) et sont fournies à COMSOL via un tableau à double entrée. Ainsi, à chaque pas de calcul, le logiciel utilise ce tableau pour actualiser les valeurs de ces paramètres en fonction de la température et de la pression.

Le coefficient de dilatation thermique des grains solides α_g et le coefficient de dilatation thermique drainée α_d ont pour ordre de grandeur 10^{-5} K^{-1} . Nous négligeons ces deux termes devant le coefficient de dilatation thermique linéique du fluide α_f qui est de l'ordre de 10^{-3} K^{-1} . Le coefficient de dilatation thermique différentiel α_m est alors égal à $3\phi\alpha_f$.

La Figure 3.1 montre les différents mécanismes du couplage thermo-hydro-mécanique.

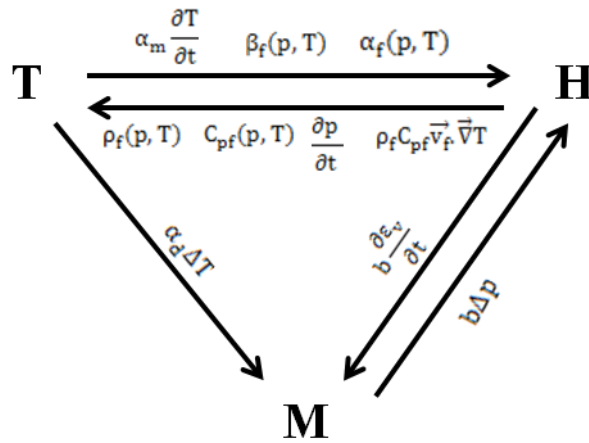


Figure 3.1 : Les différents mécanismes de couplage thermo-hydro-mécanique

3.3 Chargement des structures

Le dimensionnement des cavités du stockage et de leurs revêtements passe en premier lieu par la connaissance précise des sollicitations qui leur sont appliquées. Ces sollicitations en température et en pression sont déterminées à partir du débit et de la température de l'air en tête du puits de chaque cavité. Nous allons comparer dans ce paragraphe les sollicitations induites sur les parois des cavités avec les hypothèses suivantes : l'air est considéré comme un gaz parfait, l'air est sec et enfin l'air est humide (Rouabhi, 2012 [98]). Cette comparaison est faite pour la cavité de stockage pneumatique (LRC) qui constitue l'ouvrage le plus simple du système de stockage. Nous présentons après les chargements associés à chaque cavité.

3.3.1 Problèmes thermodynamiques liés au stockage de l'air dans la cavité.

Le système complet (puits, LRC, massifs rocheux) est présenté sur la Figure 3.2. On a considéré un axe de symétrie de révolution verticale et on a décomposé le système en 4 zones : le puits, le massif rocheux autour du puits, le massif rocheux autour de la cavité et enfin la cavité. Ces zones sont reliées entre elles par des lois de conservation (masse, énergie...) et d'interface (coefficients d'échange) régies chacune par des équations de conservation et de comportement.

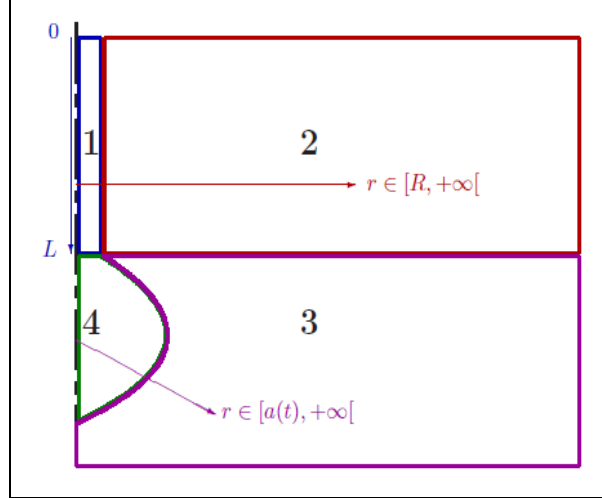


Figure 3.2 : Décomposition en zones du système complet de stockage pneumatique

3.3.1.1 Modèle du puits

Ce modèle permet, à partir des données en tête, de calculer les grandeurs thermodynamiques en tout point du puits et en particulier à l'entrée de la cavité. La modélisation concerne la circulation d'un fluide dans une conduite rigide de longueur L et à section constante. On suppose que l'écoulement du fluide est unidirectionnel et que les grandeurs physiques associées au fluide sont uniformes dans la section droite. Le fluide est connu par une loi d'état et par des règles empiriques qui régissent les interactions avec l'extérieur au contact avec la paroi de la conduite. La formulation des lois de conservation est réalisée en mode Eulérien (dans un référentiel fixe lié à la conduite). On néglige dans cette mise en équations la conduction thermique du fluide le long de l'axe x). Les équations différentielles dans l'espace x et le temps t auxquelles on aboutit s'écrivent :

Les équations de conservation de masse :

$$\frac{\partial(A\rho_f c)}{\partial t} + (A\rho_f v c)' = 0 \quad (3.75)$$

$$\frac{\partial(A\rho_f)}{\partial t} + (A\rho_f v)' = 0 \quad (3.76)$$

L'équation de conservation de la quantité de mouvement :

$$\frac{\partial(A\rho_f v)}{\partial t} + (A\rho_f v^2)' = A\rho_f g_t + L_\zeta \tau_w \quad (3.77)$$

L'équation de conservation de l'énergie totale :

$$\frac{\partial(A\rho_f U)}{\partial t} + (A\rho_f v H)' = A\rho_f v g_t + L_\psi \varphi_w \quad (3.78)$$

où :

- A est la section de passage du fluide,

- c est la concentration en air sec,
- v est la vitesse d'écoulement du fluide,
- $P = p + \rho v^2$ avec p la pression du fluide,
- $U = u + \frac{v^2}{2}$ avec u l'énergie interne,
- $H = h + \frac{v^2}{2}$ avec h l'enthalpie,
- $\vec{g}_t = -g_p \vec{e}_3 \cdot \vec{t}$ avec g_p l'accélération de la pesanteur, $\vec{e}_3$ un vecteur unitaire vertical ascendant et $\vec{t}$ un vecteur unitaire tangent à la ligne médiane du puits,
- L_ζ est le périmètre mouillé par le fluide (périmètre hydraulique),
- τ_w est tel que $\tau_w L_\zeta dx$ représente la composante tangentielle de la résultante des forces exercées par la paroi (par viscosité) sur le fluide contenu dans le tronçon $[x, x + dx]$,
- L_φ est le périmètre concerné par l'échange thermique avec l'extérieur
- φ_w est tel que $\varphi_w L_\psi dx$ représente la puissance thermique échangée entre la paroi et le fluide contenu dans le tronçon $[x, x + dx]$.

Les quantités τ_w et φ_w sont déterminées par des lois empiriques de la forme :

$$\tau_w = - \frac{C_f \rho_f v |v|}{2} \quad (3.79)$$

où C_f est le coefficient de frottement pariétal et :

$$\varphi_w = a_w (T_w - T) \quad (3.80)$$

où a_w est un coefficient d'échange thermique global et T_w est la température de la paroi solide.

La résolution numérique des équations (3.75), (3.76), (3.77) et (3.78) est abordée avec l'hypothèse d'un régime hydraulique stabilisé : le débit massique $Q = A \rho_f v$ est fonction du temps uniquement. Par ailleurs, cette résolution nécessite, d'un côté, un couplage fort avec le massif qui l'entoure et, d'un autre côté, des conditions aux limites provenant du couplage avec la cavité.

3.3.1.2 Modèle du massif autour du puits

On suppose que les conduites du puits sont rigides, ce qui implique que le massif qui l'entoure n'intervient que thermiquement. Des simulations thermiques en 2D axisymétrique avec CHEF (logiciel d'éléments finis du centre de Géosciences de MINES ParisTech pour les problèmes thermiques), en supposant un axe de symétrie vertical pour le système complet (puits + massif autour du puits), avec un maillage en éléments finis bien adapté, ont montré que l'échange thermique entre la roche et le puits est principalement radial. L'échange entre deux couches horizontales du massif rocheux est relativement négligeable. Ainsi le problème 3D peut être simplifié en modélisant la roche autour du puits par un découpage en un nombre fini de couches indépendantes les unes des autres mais reliées toutes au puits. Chaque couche est supposée homogène, isotrope ayant une conductivité thermique λ et une chaleur volumique $C_f \rho_f$ constantes dans le temps. On a alors transformé le problème 3D en un nombre fini de problèmes en 1D axisymétrique. Ainsi pour $x \in [0, L]$ fixé, l'inconnue principale dans chaque couche est la température $T_x(r, t)$ fonction de la distance r à l'axe de symétrie et du temps t . Cela revient alors à résoudre, à chaque x , un problème de conduction thermique dans une enveloppe de forme cylindrique. La résolution d'un tel problème nécessite, en plus d'une condition initiale de type $T_x(r, t) = T_x(+\infty, t)$, une condition aux limites à l'interface

puits-massif. Nous considérons pour cette dernière une condition de type Newton. La résolution numérique est faite par la méthode des éléments finis via une formulation variationnelle.

3.3.1.3 Modèle du massif autour de la cavité

Considérons une cavité isolée conçue dans un milieu infini homogène et isotrope. Le matériau constituant ce milieu est supposé rigide et caractérisé thermiquement par une conductivité thermique λ et une diffusivité k . On considère dans ce qui suit un problème uniquement thermique (le problème thermomécanique est surtout important lorsque le massif autour de la cavité subit des déformations importantes qui font perdre du volume à la cavité et qui nuisent à la stabilité mécanique de l'ouvrage : cas du stockage pneumatique dans une cavité saline). Ce problème peut être énoncé sous la forme suivante :

$$k \left(T'' + \frac{KT'}{r} \right) = \dot{T} \quad (3.81)$$

où $T(r, t)$ est l'inconnue principale du problème fonction du rayon r et du temps t , et K un nombre entier tel que :

- $K = 1$ représente le cas d'une cavité cylindrique.
- $K = 2$ représente le cas d'une cavité sphérique.

La condition aux limites de la paroi interne de la cavité traduit le couplage avec le modèle cavité. La résolution numérique est faite par la méthode des éléments finis via une formulation variationnelle.

3.3.1.4 Modèle de la cavité

On considère que l'état thermodynamique de la cavité est uniforme (ça veut dire que toutes les grandeurs sont seulement fonction du temps). Cette hypothèse est complètement cohérente avec le modèle 1D utilisé pour décrire le massif autour de la cavité. En ce qui concerne le bilan d'énergie, on prend en compte l'apport d'enthalpie du fluide injecté et le flux thermique échangé avec le massif qui l'entoure, la chaleur latente de changement de phase n'est pas prise dans ce bilan car elle est intégrée directement dans les lois d'état. Le bilan de masse tient compte des échanges avec le puits et la loi de conservation de la quantité de mouvement n'est pas utilisée puisque le fluide dans la cavité est supposé au repos sous pression uniforme. Les équations s'écrivent :

$$\begin{aligned} dM &= \sum Q dt \\ M(dh - v dp) &= \sum \langle Q \rangle dt (H - h) + \Psi dt \end{aligned} \quad (3.82)$$

où M est la masse du fluide dans la cavité, Q est le débit massique échangé avec le puits ; h , v et p sont respectivement l'enthalpie, le volume massique et la pression du fluide, $H = h + v^2/2$ est l'enthalpie d'entrée de la particule fluide de masse $Q dt$ dans la cavité ; Ψ est la puissance thermique reçue du massif autour de la cavité, avec pour x réel $\langle x \rangle = (x + |x|)/2$. Connaissant les conditions initiales, la résolution numérique de l'équation (3.80) est réalisée en utilisant la formule classique d'Euler implicite et en résolvant un problème non linéaire dont les inconnues sont p , T et c .

3.3.1.5 Application

Cette application a pour but d'étudier l'influence de la concentration c sur le comportement thermodynamique du système puits-cavité dans la LRC. Pour cela, nous considérons l'exemple d'une cavité cylindrique de hauteur 95 m, de diamètre 45 m, creusée dans un massif infini et alimentée par un puits de longueur 100 m et de diamètre 1 m. on considère que le massif rocheux autour du puits n'intervient que par sa température géothermique qui varie linéairement le long du puits entre 12°C et 15°C. Nous supposons qu'initialement la cavité contient déjà une masse d'air sous une pression $p = 0,2$ MPa, une température $T = 15$ °C et une concentration c . Nous allons comparer le comportement des quatre cas suivants:

- 1- Air humide avec $c = 0,99$
- 2- Air humide avec $c = 0,9$
- 3- Air sec qui suit le modèle de Lemmon (2000, [97]), ($c = 1$)
- 4- Gaz parfait a capacité thermique constante ($c = 1$)

Concernant le chargement en tête du puits, nous considérons un scénario simple qui consiste, après une phase de remplissage de la cavité jusqu'à une certaine pression, en un cyclage journalier avec une phase d'injection, deux phases de soutirage et trois phases de repos (Figure 3.3). Le débit d'injection est de 600 Kg/s. Les débits de soutirage sont calculés de sorte à conserver la masse d'air dans la cavité à la fin de chaque cycle. Pendant l'injection, la température et la concentration sont maintenues constantes et égales respectivement à 30°C et c .

L'évolution de la pression et de la température au sein de la cavité pendant la phase de remplissage représentée sur la Figure 3.4. A la fin de cette phase, la différence entre les résultats correspondants aux concentrations $c = 0,99$ et $c = 0,9$ est significative : une différence de 1 MPa pour la pression et de 5 °C pour la température. Concernant les autres modèles, les résultats sont proches de ceux donnés par le modèle à faible concentration $c = 0,99$ au niveau de la pression. S'agissant de la température, le modèle du gaz parfait donne des résultats intermédiaires et le modèle du gaz réel donne des résultats proches de ceux obtenus avec $c = 0,99$.

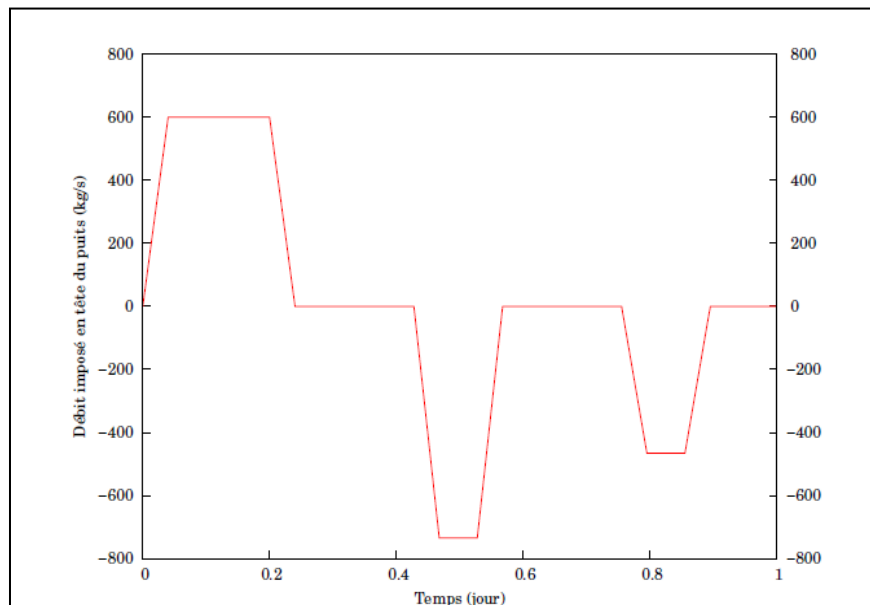


Figure 3.3 : Débit journalier imposé en tête du puits de la cavité pendant la phase de cyclage

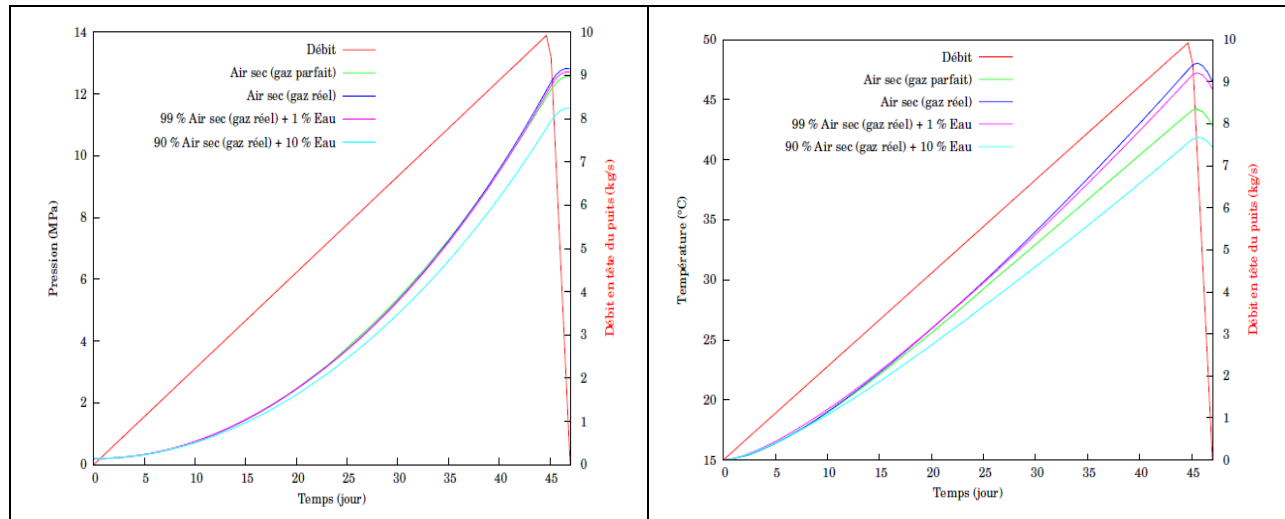


Figure 3.4 : Evolution de la pression et de la température dans la cavité pendant la phase de remplissage

Concernant le cyclage, la Figure 3.5 représente respectivement l'évolution de la pression et de la température dans la cavité durant le premier cycle. A la fin de la phase d'injection, les quatre modèles donnent des résultats très différents, particulièrement en termes de température : environ 10 °C et 2 MPa entre les 2 cas de l'air humide. Ces différences se réduisent pendant les phases de soutirage.

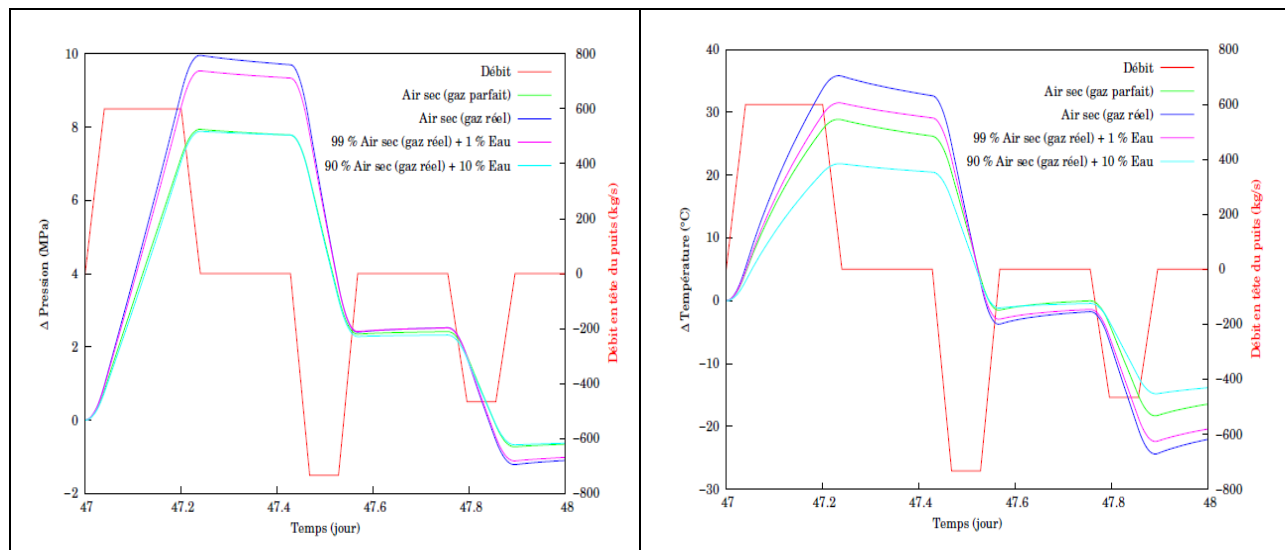


Figure 3.5 : Evolution de la pression et de la température dans la cavité pendant le premier cycle

La Figure 3.6 représente respectivement l'évolution de la pression et de la température dans la cavité durant les premiers cycles jusqu'à la stabilisation (environ 6 cycles). Ces figures confirment les conclusions précédentes avec, néanmoins, une augmentation progressive des différences à la fin de chaque première phase de soutirage et une diminution progressive des différences à la fin de chaque première phase d'injection. Comme pour la phase de remplissage de la cavité, le modèle gaz parfait donne des températures intermédiaires avec, toutefois, des pressions très proches du modèle de l'air fortement humide à $c = 0,9$.

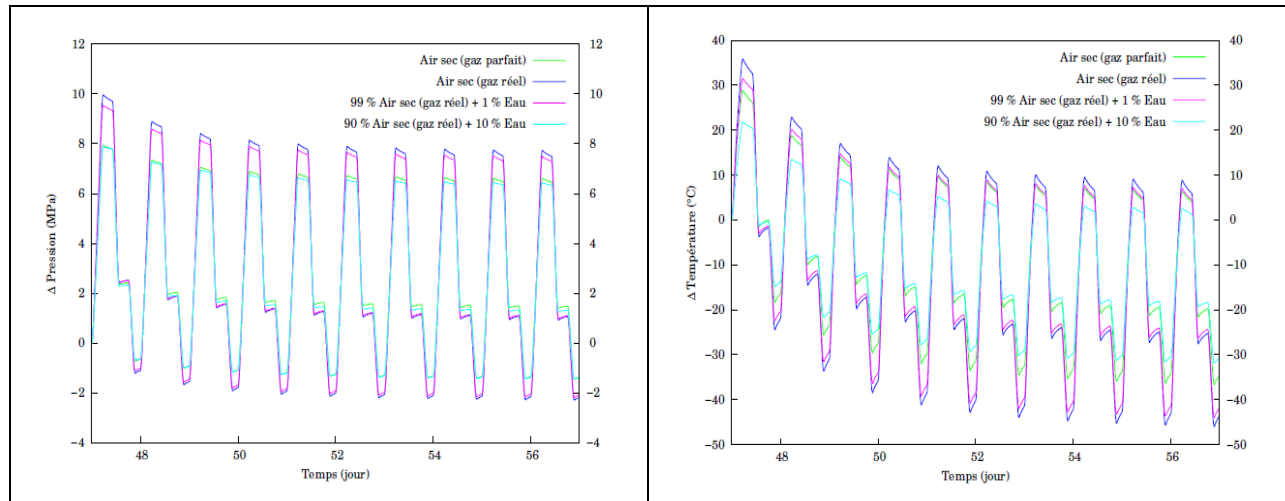


Figure 3.6 : Evolution de la pression et de la température dans la LRC durant les premiers cycles jusqu'à stabilisation

En conclusion, les résultats obtenus montrent que la modélisation de l'air par un gaz parfait conduit à un comportement moyen entre les deux situations de l'air sec et de l'air humide avec une concentration $c = 0,99$ étant donné la durée importante des temps de calcul avec l'air humide (une semaine pour 12 cycles), il est difficile, à ce stade, d'intégrer une telle modélisation dans un système global simulant le comportement de l'installation sur 30 ans. La considération de l'air comme un gaz parfait reste, à ce jour, une bonne approximation pour une simulation globale. Toutefois, nous retiendrons l'hypothèse de l'air sec dans la suite de notre travail.

3.3.2 Chargement dans les régénérateurs

Les sollicitations appliquées aux parois de chaque régénérateur (TES) sont déterminées à partir de calculs numériques qui sont basés sur les hypothèses suivantes :

- modèle 1D avec parois adiabatiques (Figure 3.7)
- écoulement laminaire de Darcy
- le fluide est considéré comme gaz parfait
- l'air et les céramiques ne sont pas en équilibre thermique local

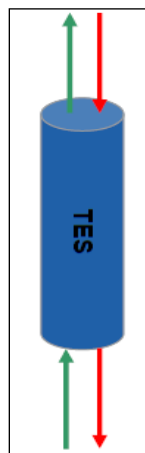


Figure 3.7 : Modèle 1D du régénérateur

Connaissant le débit et la température de l'air à l'entrée et à la sortie du TES, on peut déterminer la température et la pression en fonction du temps et la hauteur sur les parois de l'ouvrage. A titre d'exemple, la Figure 3.8 montre les profils de la température et de la pression appliqués aux parois du TES unique (configuration A1) en fonction du temps et de la hauteur. C'est ce chargement qui sera intégré dans nos propres calculs numériques de dimensionnement.

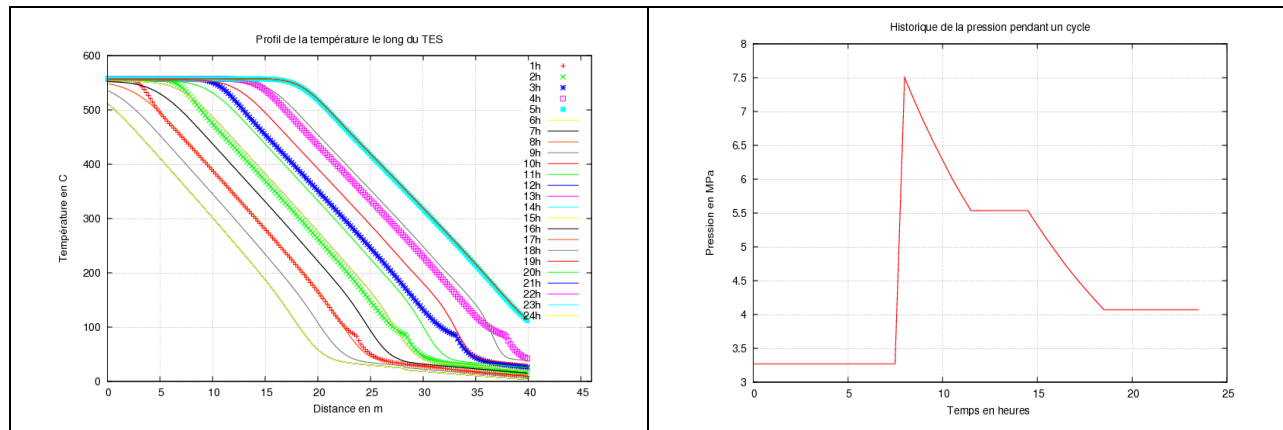


Figure 3.8 : Profils de température et de pression dans le TES unique (configuration A1)

3.3.3 Optimisation des régénérateurs

Dans le cadre des travaux effectués pour la conception des régénérateurs et le choix des médias de stockage, plusieurs configurations de régénérateurs ont été simulés en fonction des conditions de fonctionnement de l'installation et des entrées-sorties d'air dans l'enceinte afin d'obtenir les conditions stables de fonctionnement (Figure 3.9). Ces approches ont permis aussi de fournir une première version de deux formes de céramiques en vrac (billes et autres formes optimisées) qui ont été testées dans la boucle Claire du CEA (modèle à échelle réduite d'un régénérateur). Les résultats montrent une très bonne corrélation entre la théorie et l'expérimentation. Toutefois, ces résultats ont mis en évidence un effet de silo rédhibitoire ayant conduit à proposer des céramiques en forme de briques empilables et de plus forte densité permettant des gains importants de volume des enceintes et une réduction significative des CAPEX des régénérateurs. Ces nouveaux matériaux ont également été testés dans la boucle Claire, confirmant les résultats attendus. Des tests de tenue à la corrosion ainsi que des tests de tenue mécanique ont été également réalisés afin de s'assurer de la bonne réponse des matériaux aux conditions de sollicitation de l'installation.

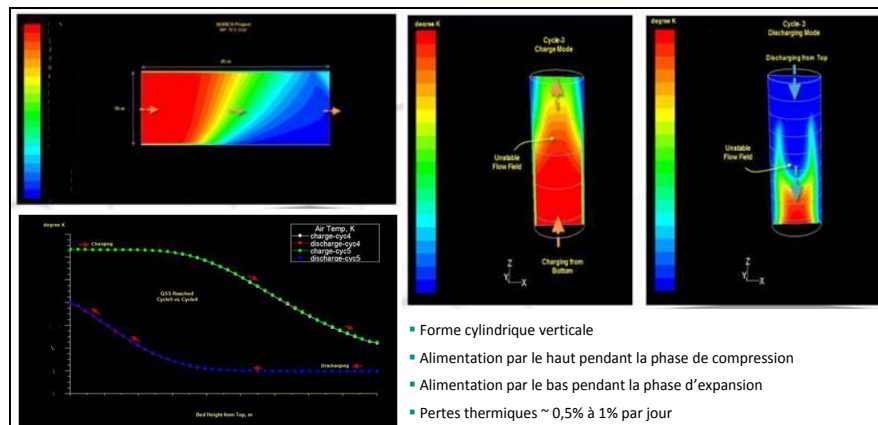


Figure 3.9: Optimisation du régénérateur par simulation numérique en 3D (source Saint Gobain)

3.4 Schémas de revêtements des régénérateurs

Dans un système de stockage souterrain, chaque matériau a un rôle précis : le rôle de la roche hôte est d'encaisser les contraintes induites essentiellement par la pression, le béton classique transmet les efforts à la roche et assure une bonne répartition des déformations de celle-ci surtout lorsqu'elle est fracturée, le revêtement final a pour rôle d'assurer l'étanchéité et l'isolation thermique.

Dans cette partie, nous allons dimensionner les revêtements des régénérateurs en vue d'assurer les trois fonctions requises de stabilité, d'isolation et d'étanchéité pendant toute la durée d'exploitation du stockage.

3.4.1 Principe général du choix du revêtement

Le point de départ dans le choix du revêtement d'un régénérateur a été les schémas évoqués dans le paragraphe du chapitre 1 consacré aux expériences de stockage de gaz naturel et d'air comprimé dans les cavités minées. Le projet de stockage de gaz naturel de Skallen en Suède donne à cet égard une bonne illustration du revêtement envisageable dans ce type d'ouvrage et présentée dans la Figure 3.10. On y trouve les éléments suivants :

- Un liner métallique constitué d'un acier enrichi en carbone de 12 à 15 mm (355 MPa à 0,17%) et dont l'objectif est d'assurer une barrière imperméable (étanchéité).
- Un revêtement de béton armé qui permet le transfert uniforme de la pression du gaz au terrain ainsi qu'une bonne répartition des déformations du terrain (fracturé) dans le revêtement jusqu'à l'interface béton-acier.
- Un liner organique (bitumineux) d'épaisseur 5 mm intercalé entre le béton et le liner métallique qui a pour rôle d'éviter la transmission des déformations du béton à l'acier.
- Un béton projeté mis en place au moment du creusement et permettant d'assurer une surface régulière. Un système de drainage est installé dans le béton projeté à proximité de l'interface avec la roche pour évacuer l'eau interstitielle.

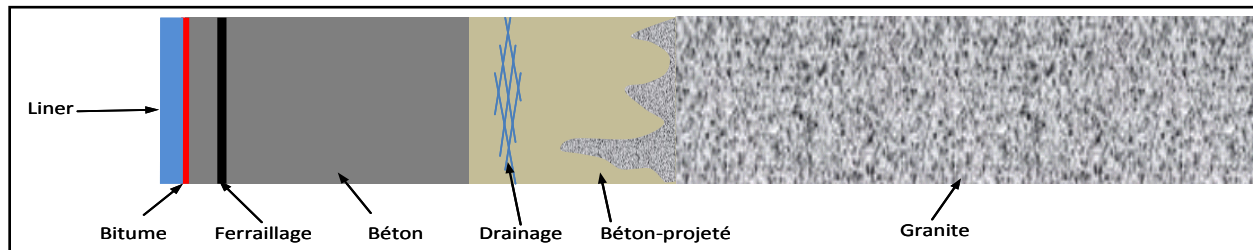


Figure 3.10 : Revêtement utilisé à Skallen

Les premières simulations thermomécaniques effectuées sur les différentes cavités (TES-MP, TES-HP et LRC) en considérant les dimensions propres de chaque ouvrage et les sollicitations cycliques en température et en pression qui lui sont appliquées ont montré rapidement que cette solution n'est pas viable au niveau des TES en raison des fortes contraintes thermiques induites. Pour la LRC, cette solution paraît faisable moyennant des précautions à prendre au niveau des dimensions de la cavité (constructibilité et mise en place du liner métallique) et de la durabilité de l'acier (chargement cyclique et risque de corrosion face aux condensats).

Les résultats obtenus au niveau des TES ont conduit à proposer une nouvelle conception du revêtement qui fait appel à trois éléments principaux : un refroidissement actif pour protéger le béton

et le terrain des contraintes thermiques, un isolant permettant de réduire les pertes thermiques et un liner métallique garantissant l'étanchéité du système. Les critères de constructibilité suggèrent l'installation du refroidissement actif sur le liner métallique comme l'illustre la Figure 3.11.

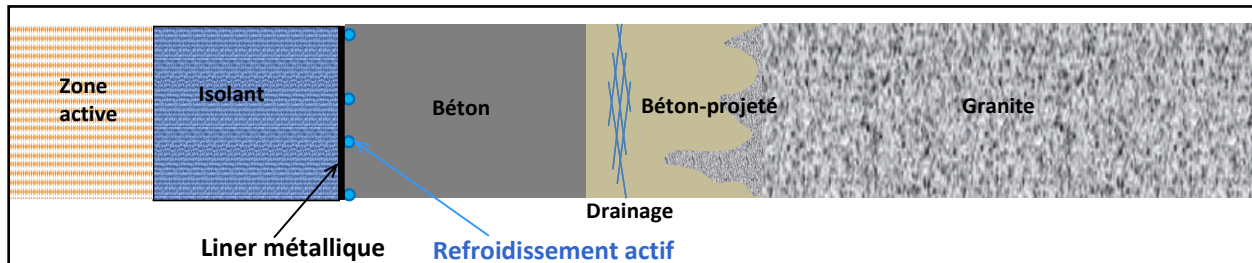


Figure 3.11 : Configuration de base composée d'un isolant suivi d'un liner d'acier et d'un système de refroidissement actif

Les calculs thermiques préliminaires ont montré qu'un isolant ayant un coefficient de transfert thermique de l'ordre de $0,6 \text{ W/m}^2/\text{K}$ est suffisant pour garantir une perte d'énergie de moins que 1%. En se basant sur ce résultat, trois schémas de revêtement ont été proposés :

Solution 1: La première solution s'appuie sur l'utilisation d'un béton réfractaire (Y75LCC, Monoguard) suivi d'un isolant (RI30, RI26, CA333) puis d'un refroidissement actif collé à un liner métallique et enfin le béton classique de génie civil (Figure 3.12). Le béton réfractaire a pour rôle de constituer un mur stable contenant les céramiques.



Figure 3.12 : Première configuration de revêtement pour les régénérateurs

Solution 2: La deuxième solution consiste à éliminer le béton réfractaire utilisé dans la première solution et à mettre en place un seul isolant homogène (Figure 3.13).



Figure 3.13 : Deuxième configuration de revêtement

Solution 3: Cette troisième solution est basée sur l'utilisation d'un béton réfractaire dense (MS6) permettant d'assurer les fonctions d'isolation et de support des céramiques. La conductivité thermique de ce matériau étant de l'ordre de 1 W/m/K , une épaisseur de 1.4 m est donc nécessaire pour satisfaire les exigences thermiques. Cette solution est finalement écartée pour des raisons économiques (Figure 3.14).



Figure 3.14 : Troisième configuration de revêtement

3.4.2 Expériences de revêtements lors du stockage de la chaleur

Parallèlement aux simulations numériques préliminaires qui ont permis de définir les grandes lignes du schéma de revêtement à mettre en œuvre dans un régénérateur, nous avons regardé l'état de l'art sur cet aspect dans les enceintes destinées au stockage de la chaleur. Nous nous contentons ici des hauts fourneaux et du revêtement préconisé dans le projet ADELE décrit dans le premier chapitre.

Un haut fourneau est un four à combustion interne, destiné à la fabrication de la fonte à partir du minerai de fer. Cette fonte est par la suite affinée par chauffage (décarburation) ce qui permet de produire de la fonte et ses dérivés ferreux. Le haut fourneau est en pratique une grande cuve cylindrique autoportante constituée d'un blindage métallique extérieur revêtu à l'intérieur de briques réfractaires, ce revêtement sert à protéger le blindage métallique contre les températures élevées qui peuvent atteindre 1500°C.

Les régénérateurs thermiques d'un haut fourneau appelés « Cowpers » ont pour but de préchauffer l'air avant son entrée dans le haut fourneau. Un Cowper moderne consiste en un cylindre vertical en acier de 6 à 9 m de diamètre et s'élevant à 20 à 35 m. Chaque haut fourneau est doté de 3 Cowpers qui fonctionnent en alternances suivant le principe de régénération, les périodes de chauffe et de passage de l'air durent environ une heure. En fonctionnement continu, un Cowper restitue sa chaleur pendant environ 30 min, avant que l'air soit orienté vers le Cowper qui vient de finir une réchauffe de 50 min. A l'entrée des régénérateurs, l'air a une température de l'ordre de 120°C et une pression de 0,3MPa, il entre en contact avec des briques réfractaires stockant de la chaleur, ce qui fait élever sa température jusqu'à 1500°C tout en maintenant la même pression (Figure 3.15).

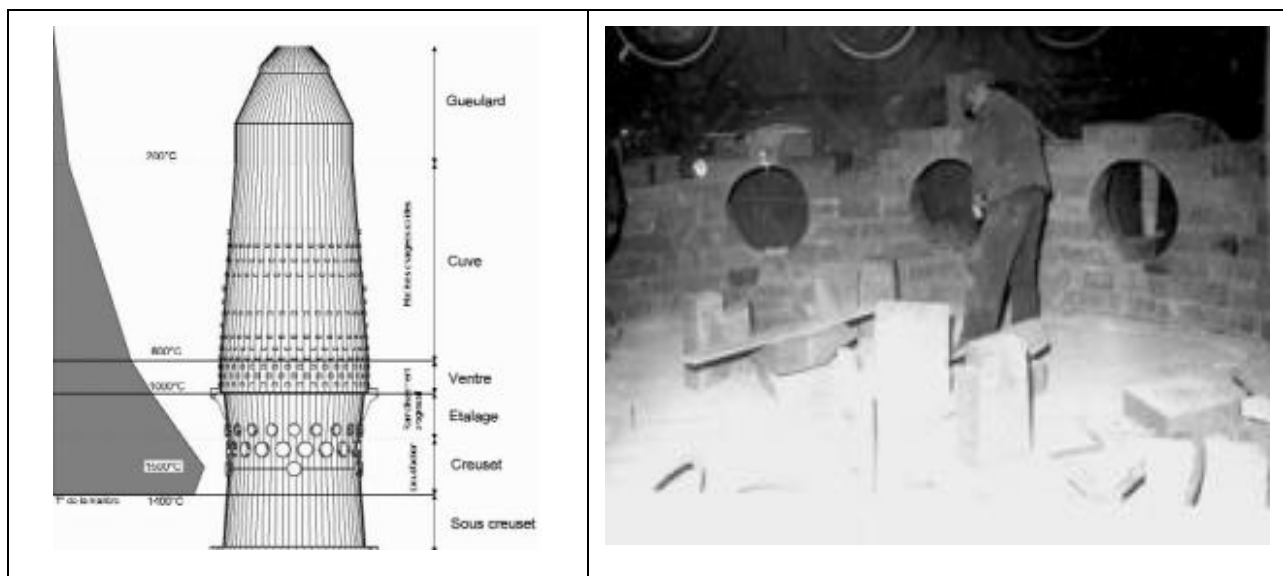


Figure 3.15 : Coupe verticale d'un haut fourneau (à gauche) et construction du revêtement réfractaire (à droite). (<http://www.fonds-belval.lu/>)

La composition des réfractaires utilisés dans ce type d'application varie à l'intérieur d'un même régénérateur suivant leurs positions et leurs rôles au sein de celui-ci pour s'adapter aux différentes sollicitations. A titre d'exemple, les réfractaires utilisés comme revêtement dans les hauts fourneaux et les Cowpers de BELVAL au Luxembourg sont des briques à base de chamotte et donc ressemblent au Monoguard et au Y75LCC.

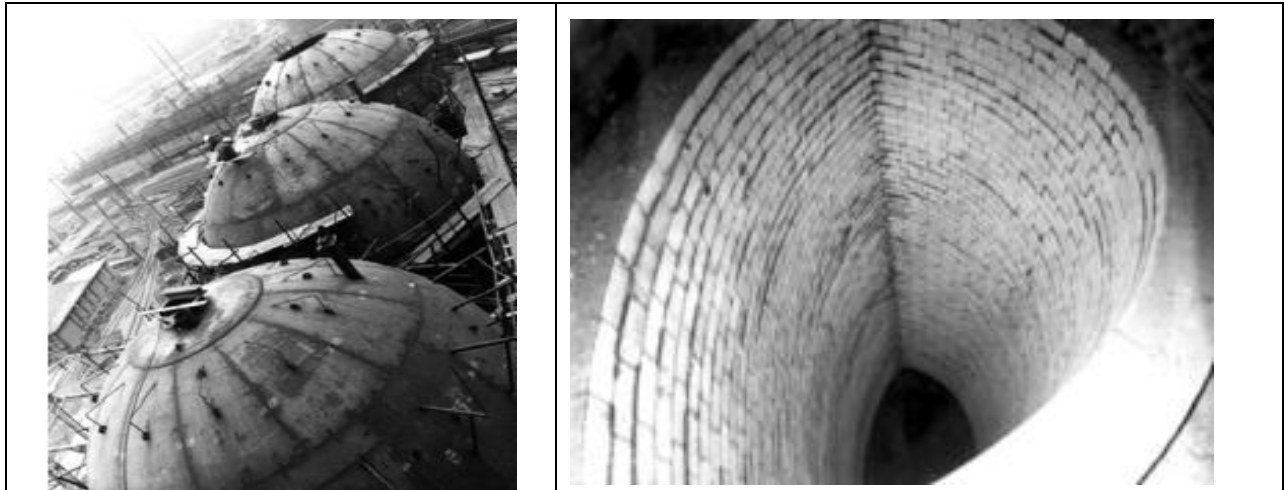


Figure 3.16 : Coupes des trois Cowpers (à gauche) et briques réfractaires utilisées (à droite).
(<http://www.fonds-belval.lu/>)

Le projet de stockage d'air comprimé qui comprend les sollicitations les plus proches de notre application est le projet ADELE piloté par RWE, GE, Züblin et DLR. La température et la pression à l'intérieur du régénérateur peuvent atteindre respectivement 600 °C et 6.5 MPa. Le TES est aérien, et le revêtement est constitué de deux couches de bétons isolants réfractaires, suivies d'une couche d'un isolant thermique très poreux et rempli d'air puis d'un liner d'acier métallique (Figure 3.17). La pression est encaissée par un anneau de béton fibré, armé et précontraint verticalement et horizontalement (Figure 3.17). Un refroidissement est envisagé pour traiter tous les points chauds du système.

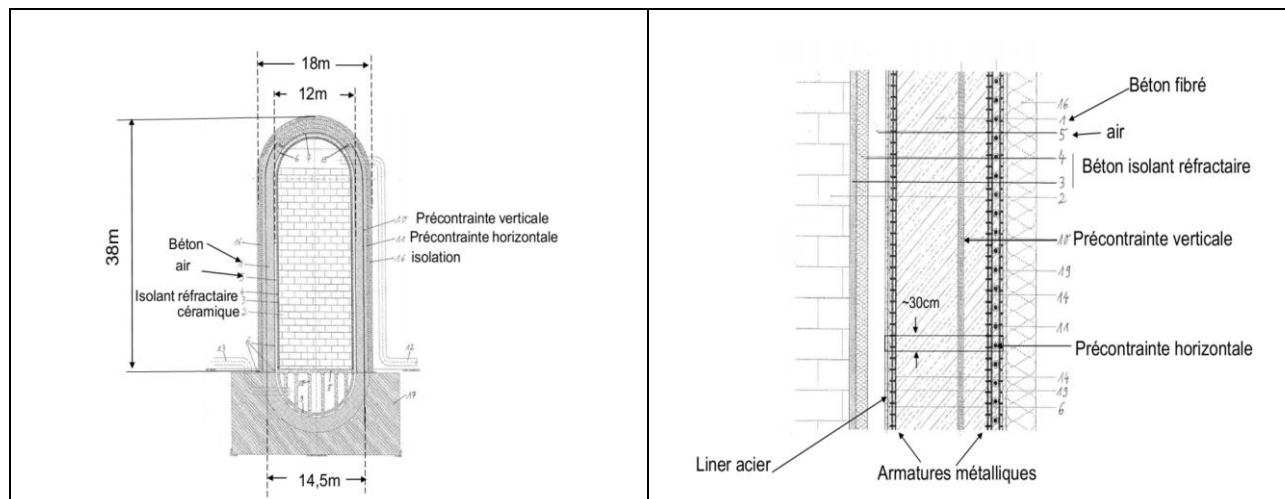


Figure 3.17 : TES aérien d'ADELE (à gauche) et coupe verticale montrant le revêtement utilisé (à droite) (Brevet Züblin)

Lorsque l'on compare le schéma général que nous préconisons pour le revêtement du régénérateur avec les pratiques dans les hauts fourneaux et le schéma envisagé dans le projet ADELE, il apparaît clairement que la philosophie est la même : garantir une isolation avec un matériau réfractaire le plus souvent sous forme de briques séparés par des joints de dilatation, assurer l'étanchéité avec un liner métallique et enfin mettre en œuvre, selon les besoins, un refroidissement actif pour protéger les matériaux qui vont encaisser la pression.

3.5 Dimensionnement du revêtement

L'approche suivie pour dimensionner le revêtement des cavités est basée sur la réalisation de calculs thermo-hydomécaniques 1D dans le but d'évaluer l'influence des différents mécanismes affectant le couplage : convection, chaleur de compression, variation des propriétés des matériaux en fonction de l'état thermodynamique...

3.5.1 Simulations 1D

Les calculs portant sur la première configuration sont effectués en considérant le Monoguard comme béton réfractaire et le RI30 comme isolant ; pour la deuxième configuration, l'isolant homogène est constitué par le RI30. Les Figure 3.18 et Figure 3.19 montrent les 2 configurations.

Le régénérateur simulé a un diamètre utile de 20 m et se trouve à une profondeur de 60 m. Une tranche fine située au sommet du TES a été considérée pour mener les calculs en axisymétrie. Cette tranche correspond au chargement thermique le plus critique. L'hypothèse majeure sur laquelle repose une telle modélisation est la nullité du déplacement vertical. Cette hypothèse est pessimiste puisqu'elle permet d'obtenir des contraintes surévaluées dans le sens vertical. Le rayon extérieur est de 500 m, ce qui correspond à une distance suffisamment grande pour être considérée comme infinie (pas de changement du champ de température et de contrainte). L'ensemble est soumis à une température initiale de 12.5°C et une pression initiale nulle. Les propriétés des matériaux utilisées sont récapitulées dans le Tableau 3.1.

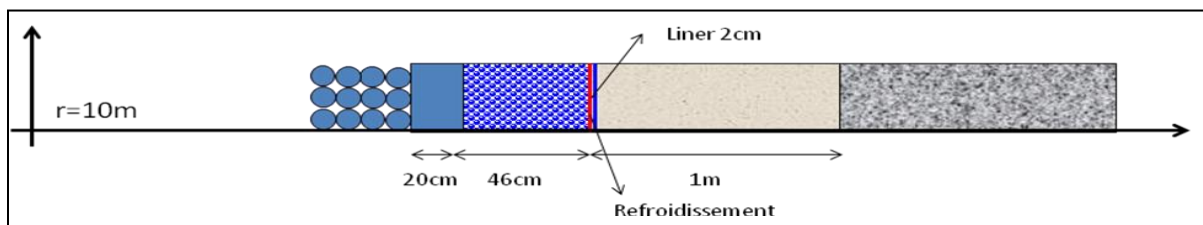


Figure 3.18 : Première configuration

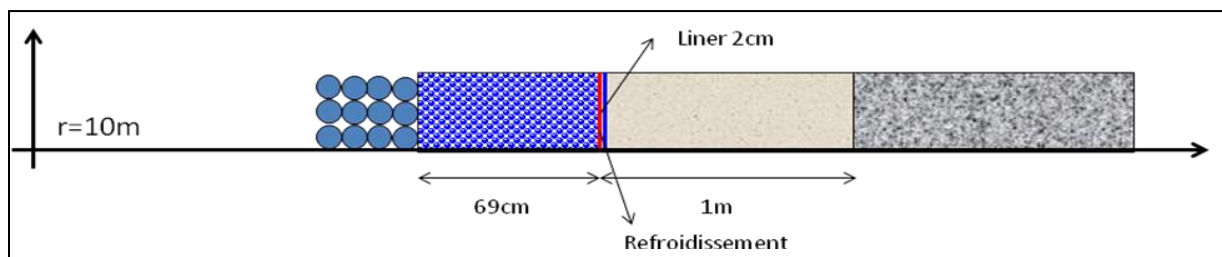


Figure 3.19 : Deuxième configuration

Le calcul se fait en deux étapes : la première consiste à simuler le creusement en procédant à un déconfinement progressif des contraintes initiales (considérées isotrope et égale à 3.24 MPa) sur une durée de 300 jours. Dans cette étape, aucune interface n'existe entre le granite et les différents éléments du revêtement. Dans la deuxième étape, le chargement est appliqué sur la paroi interne du revêtement. Le refroidissement est appliqué au niveau du liner métallique (une montée en température durant les 5 premiers jours jusqu'à 70°C, cette température est par la suite maintenue constante durant toute la durée du calcul).

Le chargement appliqué est composé de 3 phases :

- 1- Une montée en température (jusqu'à 280 °C qui est une température moyenne du cyclage en température) et en pression (jusqu'à 5.7 MPa qui est la pression moyenne du cyclage en pression) pendant 5 jours.
- 2- Une stabilisation de la température et de la pression pendant 46 jours.
- 3- Une application du cyclage en température et en pression pendant 9 jours (1 cycle/jour)

Les cycles sont montrés dans les Figure 3.20 et Figure 3.21.

Tableau 3.1: Propriétés des matériaux

paramètre	Monoguard	RI30	Béton	Granite	Liner
Module de Young (GPa)	35	3	20	35	200
Coefficient de Poisson	0,2	0,2	0,25	0,25	0,3
Résistance à la compression (MPa)	35	1,5	30	60	300
Conductivité thermique (W/m/K)	3,8-4	0,36-0,42	1,75	2,5	10
Capacité calorifique (J/kg/K)	950	1100	880	950	450
Coefficient de dilatation thermique ($\times 10^{-5} K^{-1}$)	0,78	0,6	1	1	1,2
Porosité (%)	11	65	15	5	0,01
Perméabilité intrinsèque (m ²)	10^{-19}	10^{-11}	10^{-18}	10^{-15}	10^{-28}
Coefficient de Biot	0,6	0,92	0,7	0,7	0,01

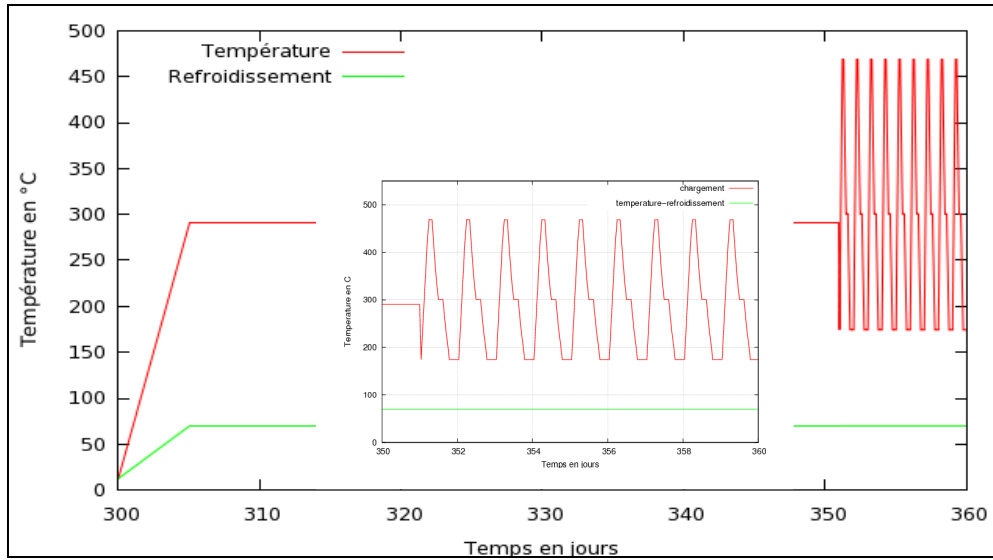


Figure 3.20 : Chargement thermique

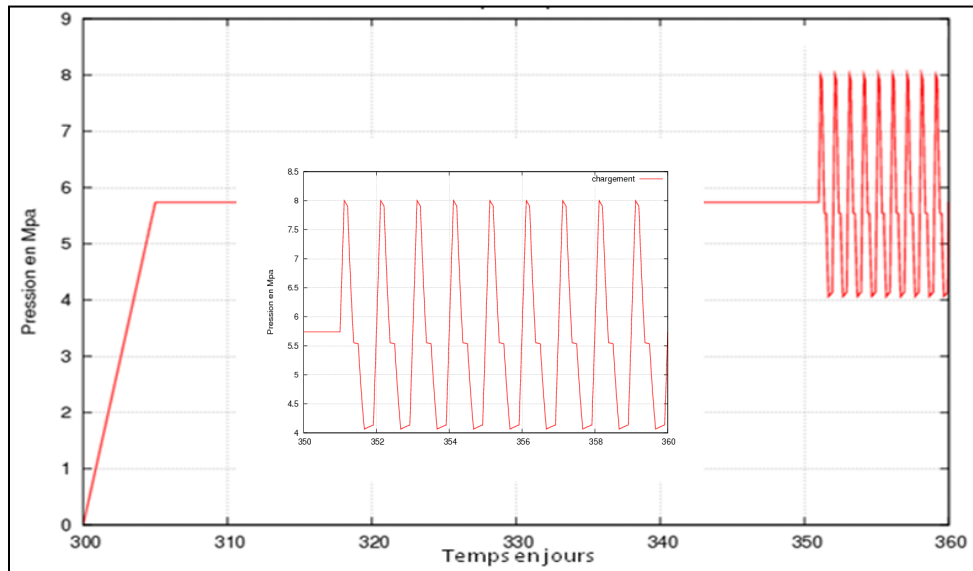


Figure 3.21 : Chargement hydraulique

Il est à noter que tous les matériaux constitutifs du revêtement et de la paroi de la cavité sont supposés avoir un comportement élastique (calcul de dimensionnement). Nous avons choisi 24 dates espacées d'une heure pour représenter les résultats. Les critères utilisés pour analyser la structure sont :

Stabilité mécanique : les trois critères suivants ont été utilisés pour les différents matériaux :

- 1- Le critère de Mohr-Coulomb pour les géomatériaux donné par :

$$f(\sigma_1', \sigma_2', \sigma_3') = k_p \sigma_1' - \sigma_3' \leq R_c \quad (3.83)$$

où σ_i' sont les contraintes principales effectives, R_c est le seuil en compression et k est le coefficient de butée passif donné par :

$$k_p = \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} \quad (3.84)$$

où φ est l'angle de frottement du matériau ; un angle moyen de 30° a été retenu pour tous les géomatériaux, soit un coefficient passif de butée de 3.

2- Le critère de Tresca pour l'acier (selon le code français CODAP) :

$$f(\sigma_1', \sigma_2', \sigma_3') = \sigma_1' - \sigma_3' \leq \sigma_a = \frac{k\sigma_e}{1,6} \quad (3.85)$$

où σ_e est la limite élastique de l'acier et k le coefficient de chargement (CODAP, $k=3$). Selon la nature de l'acier, la limite élastique varie de 267 à 355 MPa et par conséquent la contrainte admissible σ_a est comprise entre 500 et 665 MPa (soit une moyenne de 600 MPa). Pour des raisons de fatigue liées aux sollicitations cycliques, nous retenons la moitié de cette valeur ($\sigma_a \sim 300$ MPa)

3- Critère de Rankine pour les géomatériaux concernant le comportement en traction

$$f(\sigma_1', \sigma_2', \sigma_3') = \sigma_1' \leq 0 \quad (3.86)$$

Un seuil en traction nul est pris pour ces matériaux.

Isolation thermique : La perte thermique journalière au niveau du refroidissement ne doit pas dépasser 1%.

Pertes hydrauliques : La perte hydraulique journalière au niveau du refroidissement ne doit pas dépasser 1%. La présence du liner métallique assure cette condition.

3.5.2 Calcul découplé

Afin de comprendre l'effet de chaque chargement à part, on a commencé par traiter le problème d'une manière découplée. Les résultats montrent que lorsque l'on applique un chargement thermique, des contraintes de compression apparaissent et conduisent à la rupture de la structure par cisaillement. La Figure 3.22 montre la contrainte de Mohr-Coulomb pour 24 instants choisis dans un même cycle. On en déduit que dans ce type de structure, plus la température est haute, plus les contraintes de compression sont élevées.

En considérant l'effet de la pression uniquement (sans chargement thermique), on observe des contraintes de traction dans tous les matériaux de la deuxième configuration et dans le Monoguard et l'acier de la première configuration (Figure 3.23). On déduit de ce calcul découplé que la présence d'un chargement mécanique seul ou la présence d'un chargement thermique seul cause la rupture de la structure : en cisaillement dans le premier cas, et en traction dans le deuxième. La coexistence des deux chargements est donc nécessaire à la stabilité des ouvrages.

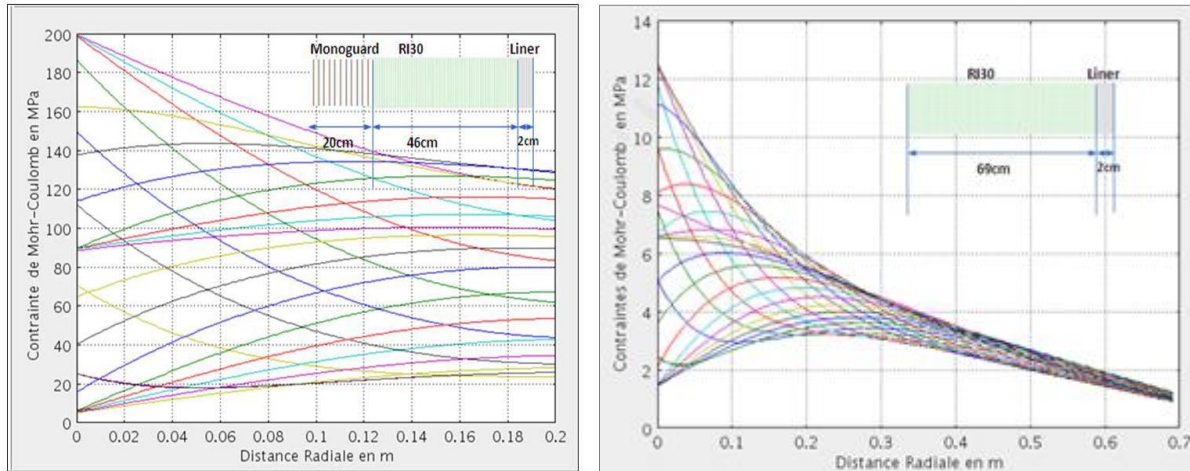


Figure 3.22 : Contrainte de Mohr-Coulomb dans le Monoguard (configuration 1, à gauche) et dans le RI30 (configuration 2, à droite)

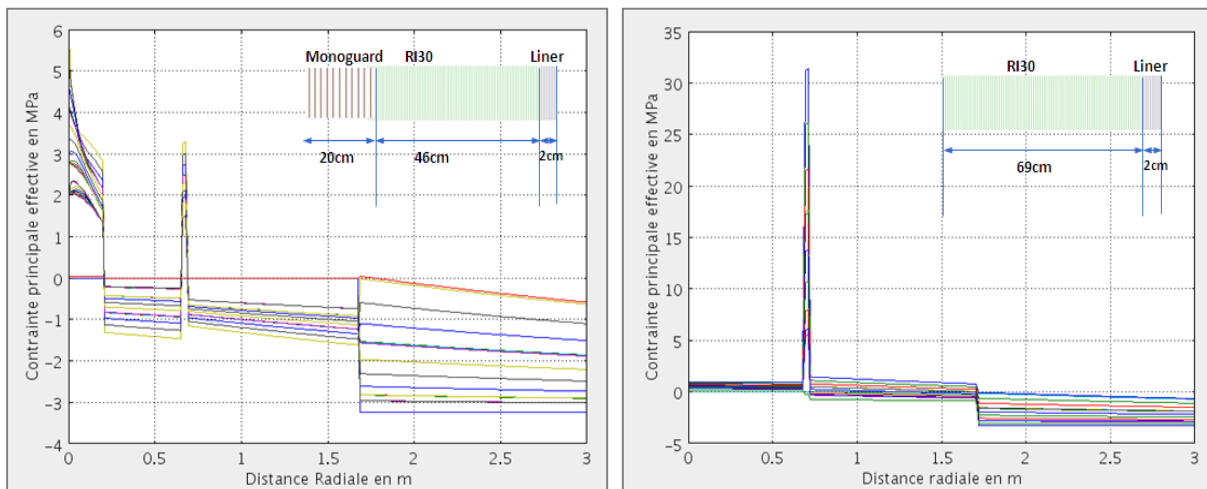


Figure 3.23 : Contrainte principale effective σ_1' dans la première configuration (à gauche) et dans la deuxième configuration (à droite)

3.5.3 Calcul couplé

Les calculs montrent la présence de fortes contraintes au sein du Monoguard (première configuration) et du RI30 (deuxième configuration) qui peuvent causer une rupture en cisaillement (Figure 3.24), les contraintes de Mohr-Coulomb dépassent largement la limite élastique en compression des deux matériaux ($220 > 40$ MPa et $11.5 > 3$ MPa).

Les fortes contraintes compressives développées au sein du Monoguard et du RI30 sont liées principalement aux modules de Young de ces 2 matériaux, plus ce module est grand, plus les contraintes de cisaillement sont importantes. Face à ce problème, la construction du revêtement sous forme de briques séparées par des joints thermiques s'avère nécessaire. Les joints permettent d'absorber la dilatation thermique des différentes briques, ce qui diminue les contraintes qui en résultent.

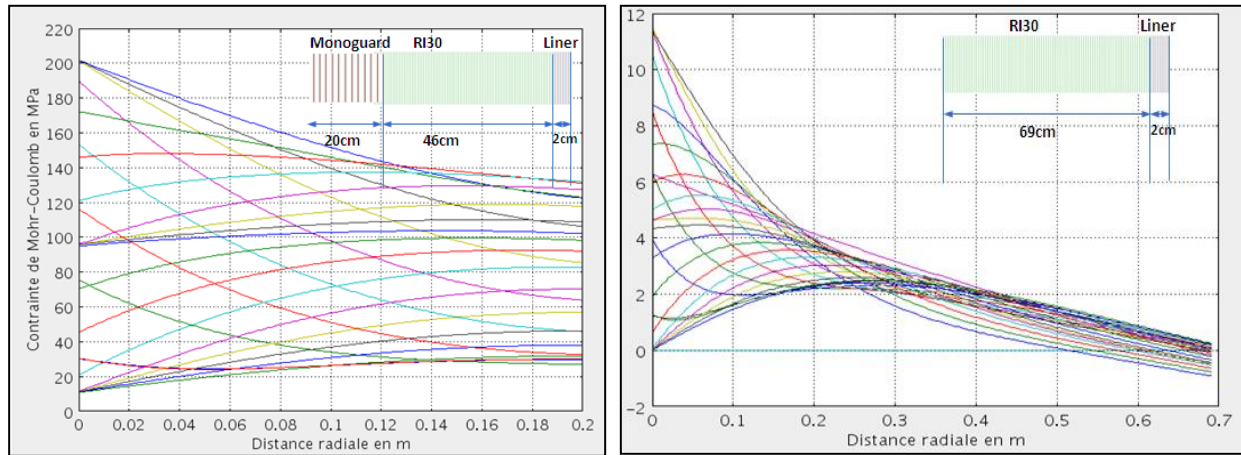


Figure 3.24 : Contrainte de Mohr-Coulomb dans le Monoguard (configuration 1, à gauche) et dans le RI30 (configuration 2, à droite)

Effet des joints thermiques

Dans un calcul 1D, la seule méthode qui permet de prendre en compte les joints thermiques est de calculer un module de Young équivalent pour l'assemblage (brique + joints). Ce module est forcément plus faible que celui d'une brique à cause de la faiblesse du module des joints, ceci conduit nécessairement à la diminution des contraintes thermiques.

Les joints sont pris en compte par un modèle simple qui évalue le module de Young équivalent de la façon suivante :

$$\frac{1}{E_{eq}} = \frac{X_{matériau}}{E_{matériau}} + \frac{X_{joint}}{E_{joint}}$$

où X_{joint} et $X_{matériau}$ sont respectivement les fractions occupées par les joints et par le matériau et E_{eq} le module de Young équivalent (Figure 3.25).

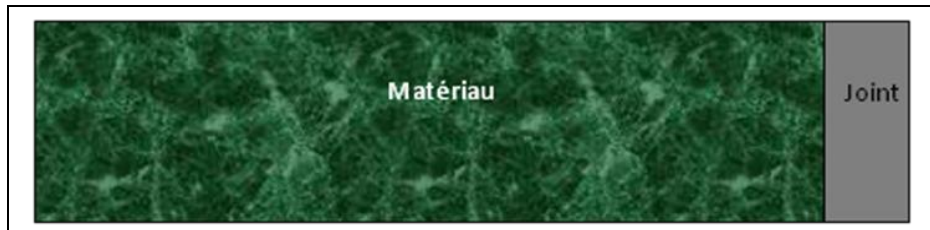


Figure 3.25 : Homogénéisation du matériau en présence de joints

En utilisant le module de Young équivalent, évalué ci-dessus, ($E_{Monoguard} = 5\text{GPa}$ et $E_{RI30} = 1\text{GPa}$), les contraintes de Mohr-Coulomb calculées sont plus faibles car les contraintes compressives sont corrélées positivement au module de Young. La Figure 3.26 montre que les contraintes de Mohr-Coulomb sont admissibles pour les deux configurations.

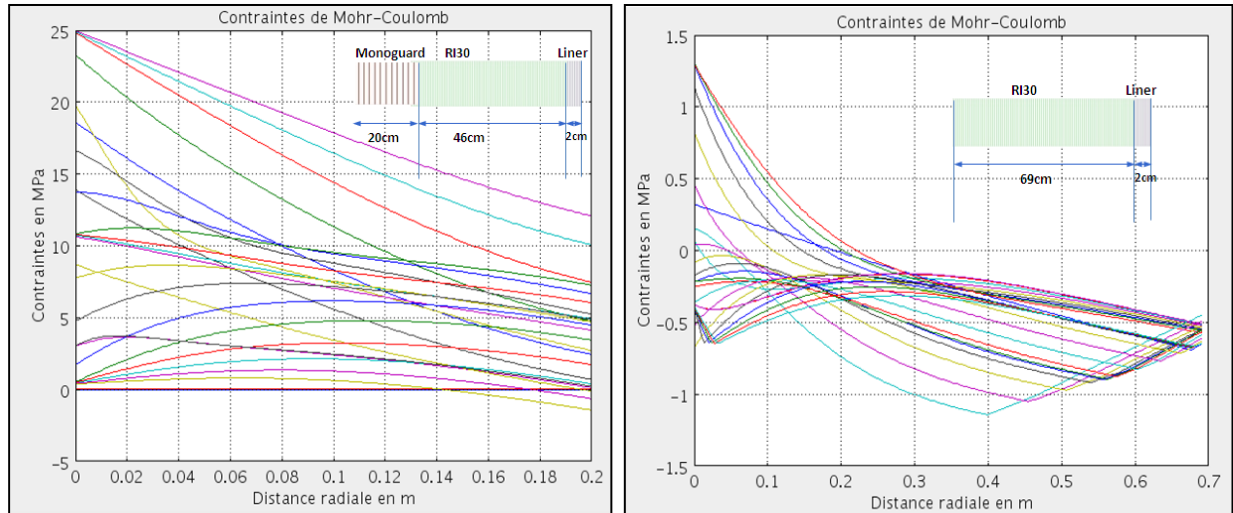


Figure 3.26 : Contrainte de Mohr-Coulomb en tenant compte des joints dans le Monoguard (configuration 1, à gauche) et dans le RI30 (configuration 2, à droite)

Effet de la convection

La convection est représentée dans l'équation de conservation de l'énergie par le terme $\rho_f C_{pf} \vec{v}_{rf} \cdot \vec{\nabla} T$. Elle traduit la chaleur transportée par une particule en mouvement et elle est proportionnelle à la capacité volumique du fluide circulant, à sa vitesse et au gradient de la température. Pour connaître l'effet de ce mécanisme, on a conduit des comparaisons entre un modèle qui tient compte de la convection et un modèle simple qui ne tient pas compte de ce phénomène. Pour la première configuration, aucun effet n'a été observé pour ce mécanisme à cause de la faible perméabilité du Monoguard qui diminue la vitesse du fluide, ce qui rend l'effet de la convection négligeable. Pour la deuxième configuration, le RI30 est un matériau perméable, la vitesse du fluide et donc l'effet de la convection se trouvent tous les deux augmentés. Ces observations peuvent affecter considérablement le champ de température dans le RI30. Les comparaisons établies indiquent que la différence de température peut atteindre 35°C (Figure 3.27).

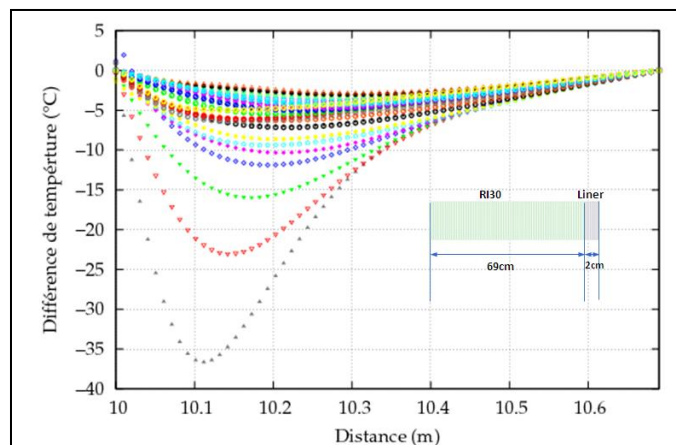


Figure 3.27 : Différence de température entre un modèle qui rend compte de la convection et un autre modèle simple qui la néglige (deuxième configuration)

Propriétés variables de l'air

L'air est considéré dans les modélisations comme étant un air sec qui suit la formulation de Lemmon et al. (2000). Des comparaisons avec un modèle simple qui le considère comme étant un gaz parfait avec des propriétés thermiques constantes ont été réalisées. La comparaison entre les deux configurations montre une différence de l'ordre de 3°C (Figure 3.28). Cette différence a un impact négligeable sur la stabilité mécanique et sur la fuite thermique et hydraulique car la participation du fluide dans le terme $(\rho C_p)_m$ est négligeable à cause de sa faible densité (comparée à celle du solide).

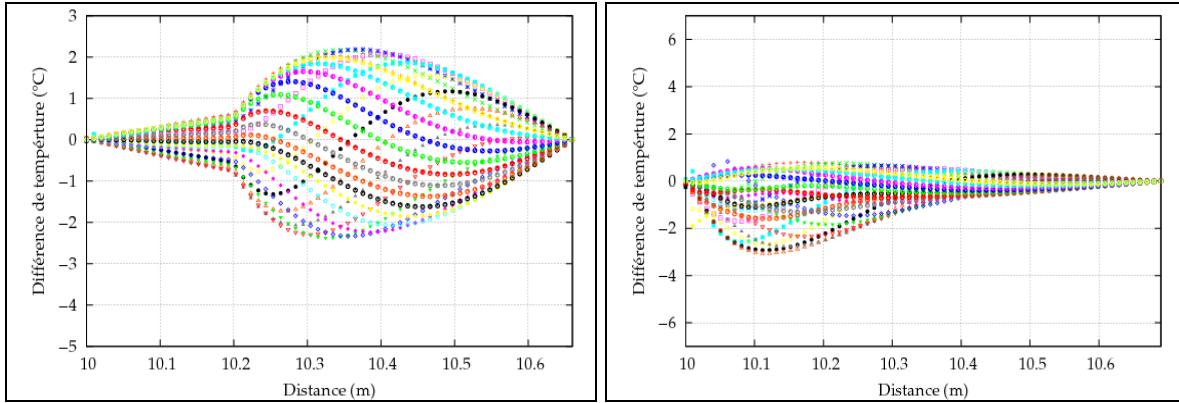


Figure 3.28 : Différence de température entre un modèle d'air sec et un modèle de gaz parfait avec des propriétés constantes (configuration 1 à gauche et configuration 2 à droite)

Le coefficient de dilatation thermique différentiel α_m intervient dans l'équation de conservation de masse dans le terme $\alpha_m \frac{\partial T}{\partial t}$. Ce terme peut influencer le champ de pression parce qu'il fait intervenir la différence entre les coefficients de dilatation thermique du fluide et du squelette respectivement. On observe son effet seulement sur la première configuration, les différences peuvent atteindre 2 MPa (Figure 3.29). Ceci peut augmenter la pression de pore et ainsi créer des contraintes de traction dans le Monoguard. Ce phénomène n'est pas présent dans la deuxième configuration à cause de la grande perméabilité du RI30.

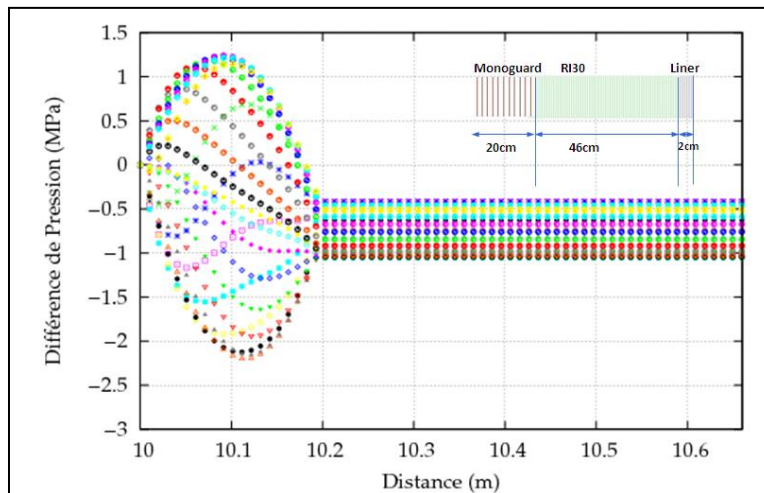


Figure 3.29 : Différence de pression entre un modèle qui rend compte du coefficient de dilatation thermique différentiel et un modèle simple qui le néglige (configuration 1)

La même comparaison a été faite pour connaître l'effet de la variation du coefficient d'emménagement $\frac{1}{M}$ dans l'équation de conservation de masse (Figure 3.30). Cette comparaison avec un modèle qui ne tient pas compte de la variation de ce coefficient, montre pour la première configuration une diminution de la pression de pore qui peut atteindre 2 MPa, ce qui peut diminuer le risque de traction. Ce phénomène n'est pas observé dans la deuxième configuration à cause de la grande perméabilité du RI30.

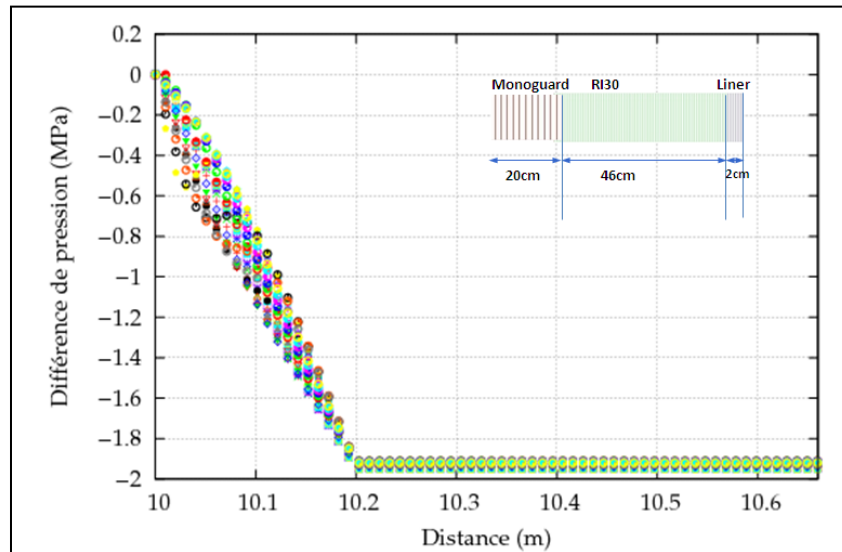


Figure 3.30 : Différence de pression entre un modèle qui rend compte de la variation du coefficient d'emménagement en fonction de la température et de la pression et un modèle simple qui le considère constant (configuration 1)

Chaleur de compression

L'air est un fluide compressible, sa compression peut générer de la chaleur et affecter le champ de température dans la structure. Cet apport de chaleur se manifeste par le terme $\frac{\partial p}{\partial t}$ dans l'équation de chaleur. Dans la première configuration, ce phénomène est négligeable parce que la variation de la pression en fonction du temps est lente à cause de la faible perméabilité du Monoguard. Dans la deuxième configuration, le RI30 est très perméable, ce qui entraîne une importante variation de la pression en fonction du temps et donc une variation du champ de température. La Figure 3.32 montre que la différence de température peut atteindre 7°C.

Conductivité thermique

Une comparaison entre un modèle qui tient compte de la variation de la conductivité en fonction de la température et un modèle à conductivité constante a été conduite, d'une part pour le granite et le béton, et d'autre part pour le revêtement. Les données concernant la roche et le béton sont tirées de la littérature. La Figure 3.32 montre la variation de leur conductivité thermique en fonction de la température. Cette comparaison nous montre qu'une différence de température de 2°C peut exister entre les 2 modèles ce qui rend cet effet négligeable (Figure 3.33). Concernant le revêtement, la variation de la conductivité thermique du Monoguard et du RI30 est montrée dans la Figure 3.34. Les résultats montrent des différences qui peuvent atteindre 6°C (Figure 3.35). Cette différence est peu importante parce que la variation de la conductivité en fonction de la température est minime.

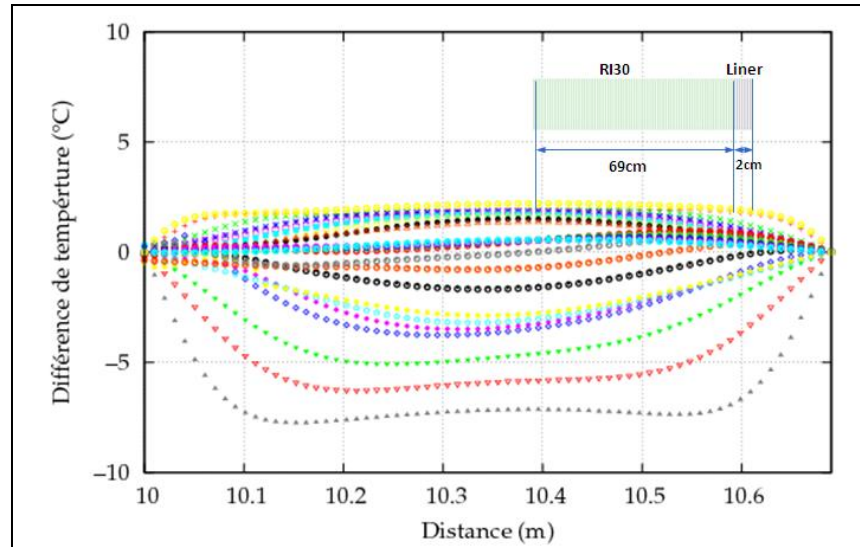


Figure 3.31 : Différence de température entre un modèle qui rend compte de la chaleur de compression et un modèle simple qui la néglige (configuration 2)

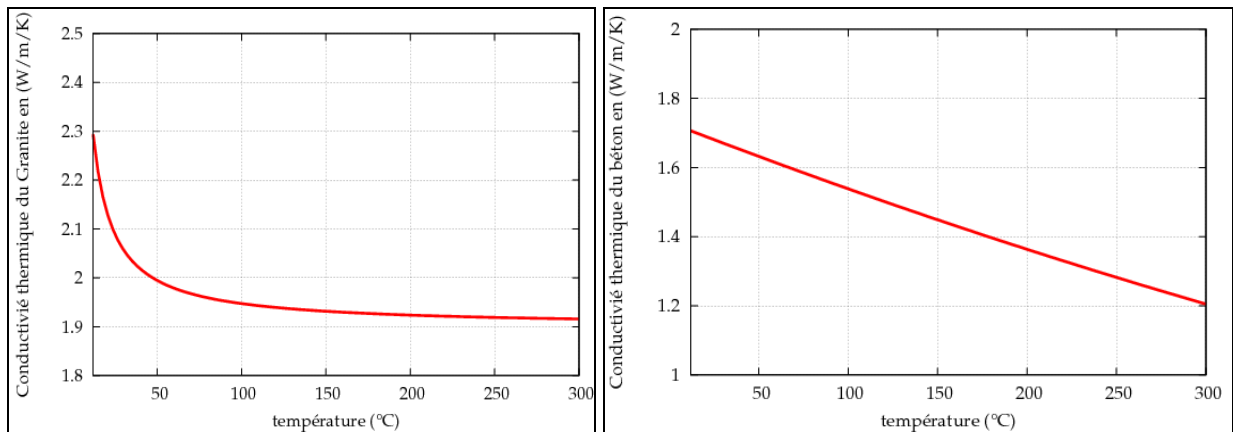


Figure 3.32 : Conductivité thermique du granite (à gauche) et du béton (à droite) en fonction de la température

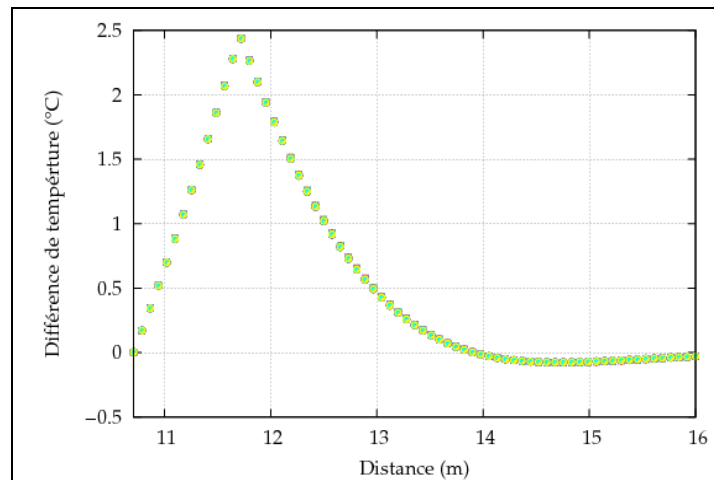


Figure 3.33 : Différence de température entre un modèle qui rend compte de la variation de la conductivité thermique en fonction de la température et un modèle simple qui la considère constante (configuration 1)

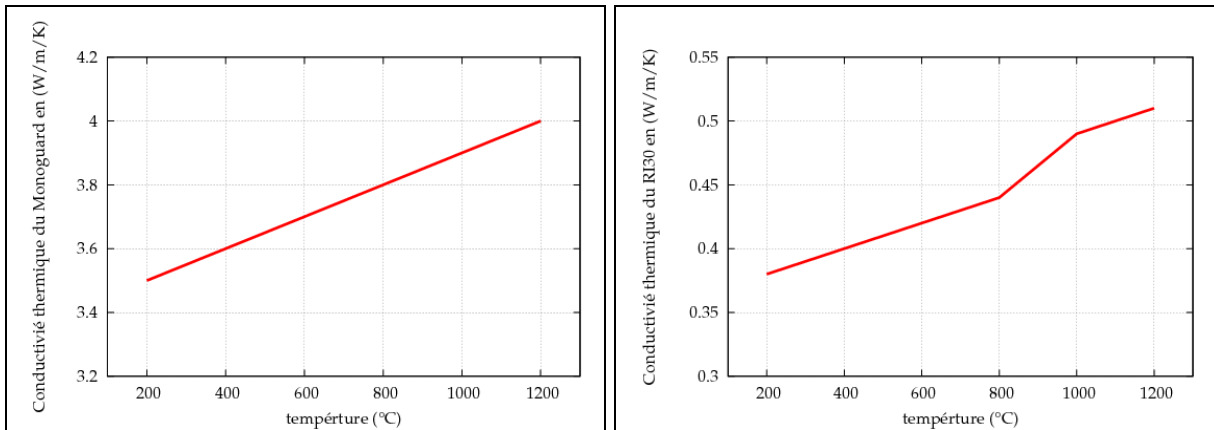


Figure 3.34 : Conductivité thermique du Monoguard (à gauche) et du RI30 (à droite) en fonction de la température.

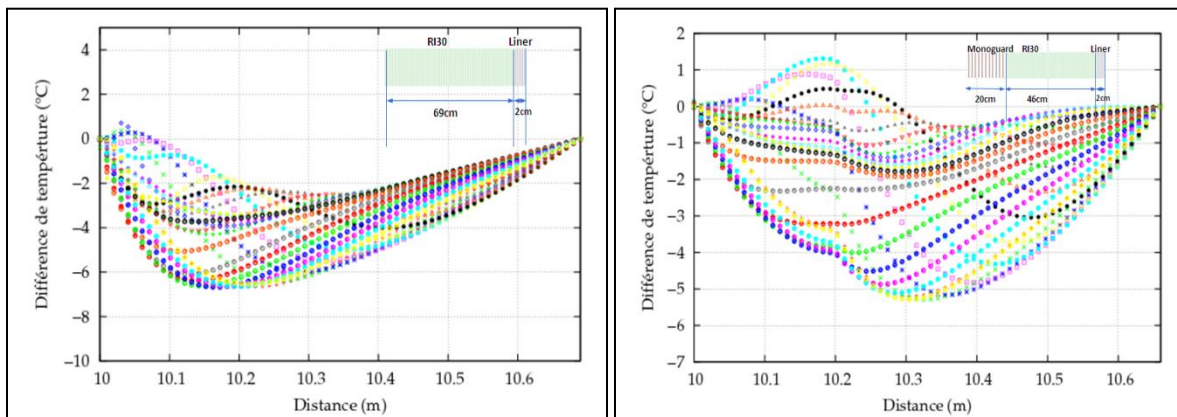


Figure 3.35 : Comparaison entre un modèle qui rend compte de la variation de la conductivité thermique en fonction de la température et un modèle simple qui la considère constante (configurations 1 et 2)

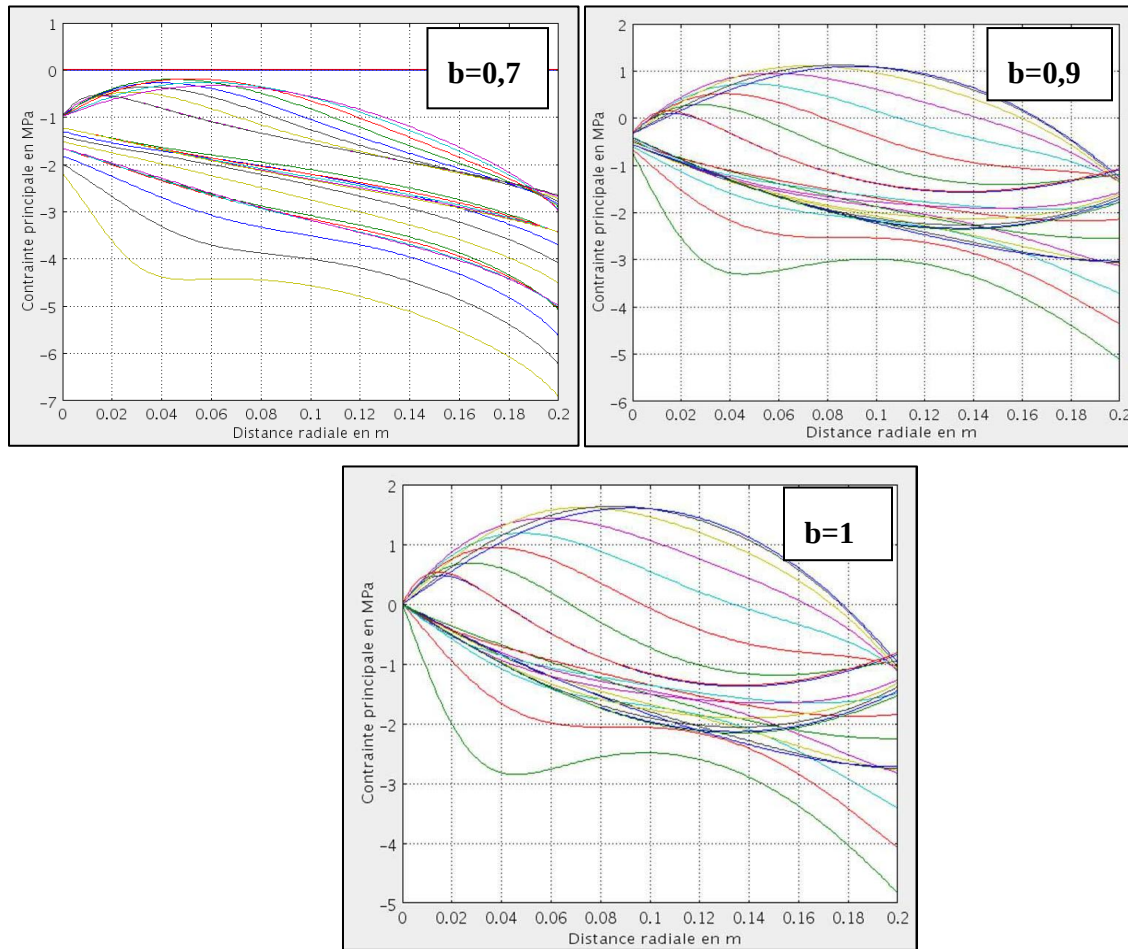
Coefficient de Biot :

Le coefficient de Biot est très important dans la modélisation thermo-hydro-mécanique. La Figure 3.36 montre le critère de Rankine pour la première configuration. On remarque que quand le coefficient se rapproche de 1, les contraintes de traction deviennent de plus en plus importantes. On observe une traction lorsque le module de Biot est supérieur à 0,7. Les essais au laboratoire montrent que le coefficient de Biot du Monoguard est de l'ordre de 0,6 ce qui implique un risque d'une faible traction.

Les contraintes de traction sont très influencées par la perméabilité et le coefficient de Biot. Plusieurs simulations ont été alors conduites pour étudier ce phénomène. Les résultats sont récapitulés dans le Tableau 3.2 qui donne la contrainte de Rankine en fonction du coefficient du Biot et de la perméabilité du Monoguard. Les contraintes de traction sont d'autant plus développées que la perméabilité est faible ou que le coefficient de Biot est élevé.

Tableau 3.2 : Contrainte de Rankine en MPa en fonction de la perméabilité et du coefficient de Biot

Perméabilité (m ²)	Coefficient de Biot					
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
10 ⁻¹⁷	-1,3	-0,8	-0,4	-0,1	0,4	0,8
10 ⁻¹⁸	-1,2	-0,75	-0,35	0	0,45	0,85
10 ⁻¹⁹	-1,1	-0,7	0,2	0,3	0,8	1,2
10 ⁻²⁰	-0,3	0,3	0,98	1,6	2,1	2,8
10 ⁻²¹	-0,05	0,5	1,2	1,9	2,5	3,15


Figure 3.36 : Critère de Rankine dans le Monoguard pour la première configuration et pour plusieurs valeurs du coefficient de Biot

Calcul de structure

Une série de simulation numérique a été réalisée sur les deux configurations de revêtements choisis. Les résultats indiquent que les mécanismes de couplage n'ont pas d'influence sur la stabilité mécanique, malgré leur remarquable influence sur les champs de température et de pression. Les calculs montrent que la structure est stable. Les Figure 3.37, Figure 3.38, Figure 3.39 et Figure 3.40

montrent les différents critères : Mohr-Coulomb, Tresca et les champs de température et de pression de pore dans les deux configurations :

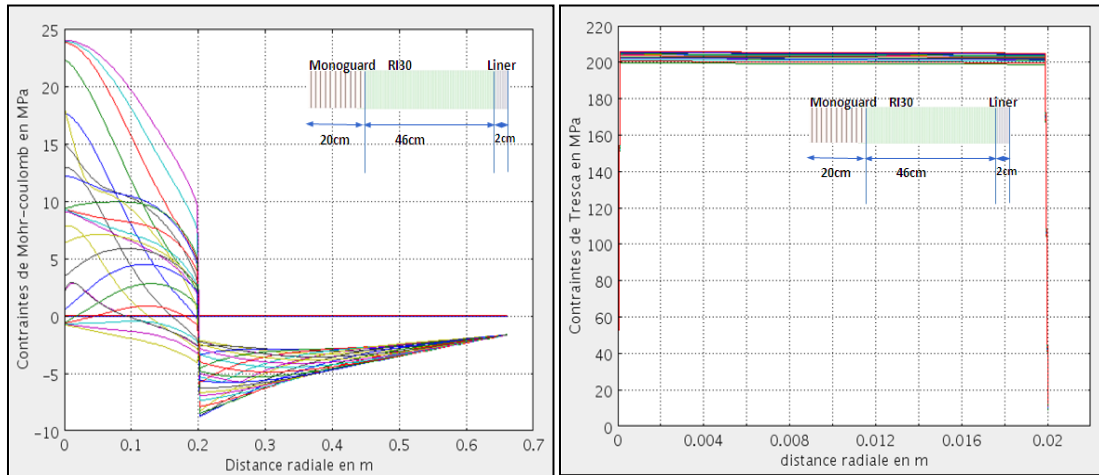


Figure 3.37 : Contrainte de Mohr-Coulomb dans le Monoguard et le RI30 (à gauche) et le critère de Tresca dans l'acier (à droite) pour la première configuration

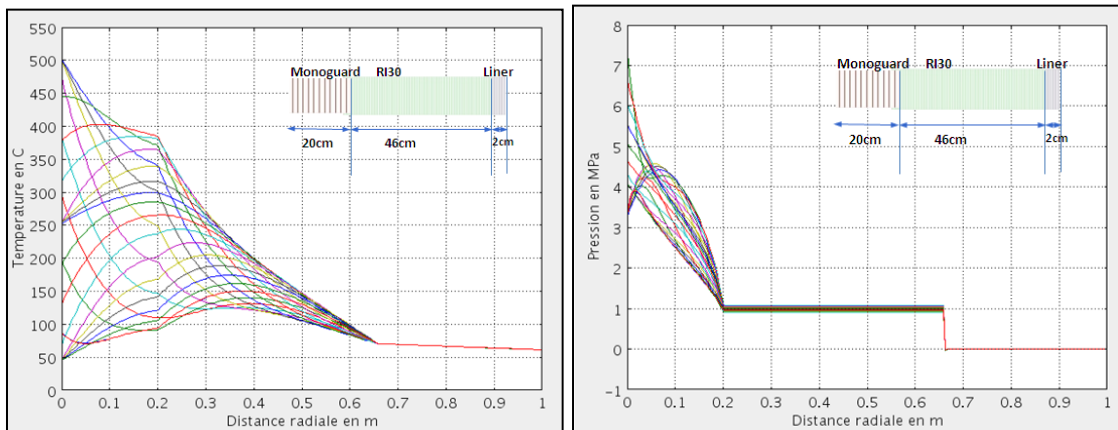


Figure 3.38 : le champ de température (à gauche) et de pression (à droite) dans la première configuration

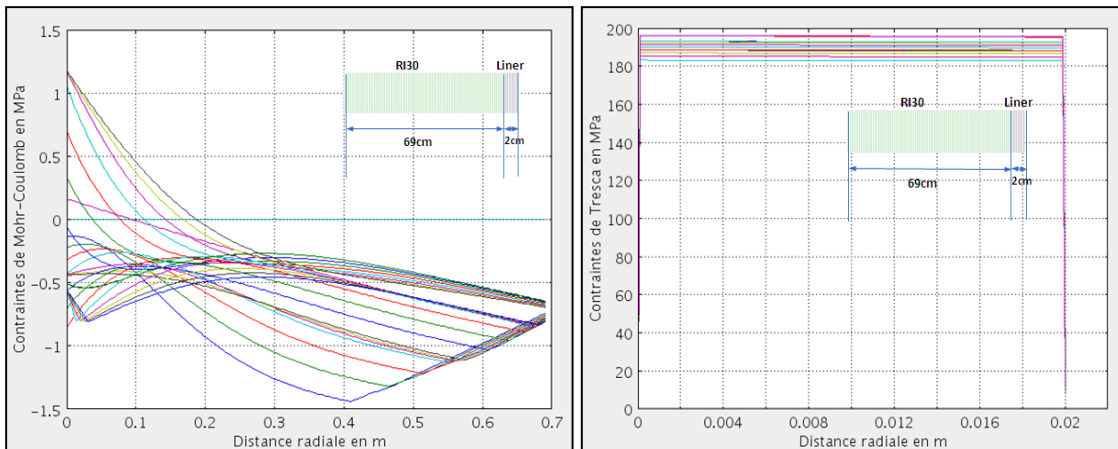


Figure 3.39: Contraintes de Mohr-Coulomb dans le RI30 (à gauche) et le critère de Tresca dans l'acier (à droite) pour la deuxième configuration.

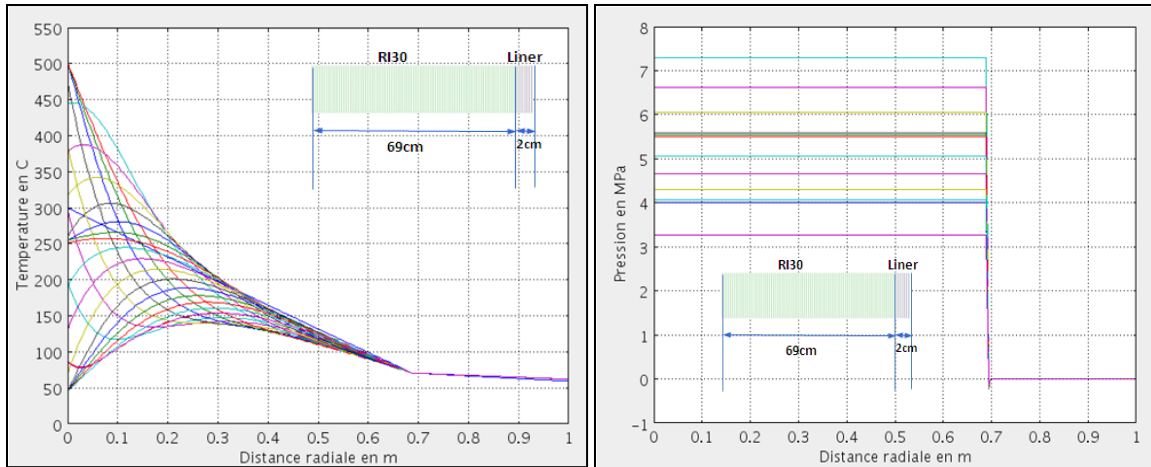


Figure 3.40: Champs de température (à gauche) et de pression (à droite) dans la première configuration

3.6 Conclusion

Dans la première partie de ce chapitre nous avons réalisé une synthèse bibliographique des travaux effectués sur le couplage thermo-hydro-mécanique dans les milieux poreux. En s'inspirant de ces études, nous avons élaboré un modèle adéquat à notre application. Ce modèle prend en compte des mécanismes souvent négligés dans la littérature, comme par exemple le transport de chaleur par convection et la chaleur de compression générée par l'air qui est un fluide compressible. En plus, le modèle rend compte de la variation des propriétés des matériaux en fonction de la température et de la pression.

La deuxième partie a été consacrée au dimensionnement du revêtement d'un régénérateur qui permet d'assurer les trois fonctions de stabilité, d'isolation et d'étanchéité. En s'inspirant de la littérature et en effectuant des calculs préliminaires, différentes configurations de revêtements ont été examinées. Les critères technico-économiques ont permis à la fin de retenir deux configurations principales. La première configuration est constituée d'une couche de 20 cm de béton réfractaire Monoguard suivie d'une couche de 46 cm de briques isolantes poreuses RI30 et d'un liner métallique de 2 cm. La deuxième configuration est formée d'une couche unique de 69 cm de RI30 suivie du liner métallique. Au-delà de ce revêtement spécifique du régénérateur, on trouve le revêtement classique constitué de béton de génie civil (y compris le béton projeté et son système de drainage au contact de la roche hôte).

Afin de calculer le chargement qui s'applique sur les parois du revêtement à partir du débit et de la température connus en tête du puits de la cavité, une comparaison a été réalisée à l'échelle de la cavité de stockage pneumatique entre le comportement de l'air humide et celui de l'air sec et du gaz parfait. Ce travail a été effectué en intégrant la loi rhéologique décrite dans le chapitre 2 dans un logiciel dédié permettant de simuler le comportement thermodynamique d'une cavité en rendant compte des interactions entre le puits, la cavité et le massif rocheux. Les résultats obtenus ont montré que l'hypothèse permettant de considérer l'air humide comme un gaz parfait est relativement satisfaisante. Le calcul du chargement au niveau de tous les ouvrages du système de stockage (TES et LRC) a été par conséquent réalisé suivant cette hypothèse.

Une série de simulations a été réalisée pour évaluer l'importance des différents mécanismes qui peuvent influencer le dimensionnement du revêtement d'un régénérateur. Les différents mécanismes (convection, chaleur de compression, propriétés thermiques variables) affectent le champ de

température et de pression mais n'ont pas une incidence significative sur la stabilité mécanique. Pour la première configuration, la prise en compte du coefficient de dilatation thermique linéique différentielle entraîne une augmentation de pression qui peut générer une traction dans le Monoguard. Cette traction est très dépendante du coefficient de Biot. En plus, l'étude paramétrique a montré que le coefficient de Biot du Monoguard doit être inférieur à 0,7 pour ne pas avoir des contraintes de traction, ce qui est le cas, vu que ce coefficient est proche de 0,6 pour ce matériau. Enfin, une série de simulations a montrée la stabilité mécanique des ouvrages.

La modélisation du revêtement des deux principales cavités du système de stockage adiabatique de l'air comprimé (cavité LRC et régénérateur TES) est donnée dans l'annexe 2. La géométrie réelle de chaque cavité et la variation spatiale et temporelle du chargement sont prises en compte. Dans le premier cas, la modélisation est thermomécanique en raison de la présence du liner métallique qui assure l'étanchéité. Quant au régénérateur, la modélisation est thermo-hydro-mécanique et correspond à la configuration du TES haute pression avec le schéma de revêtement basé sur l'utilisation d'un seul matériau isolant poreux. Dans une optique d'étude de stabilité, les mécanismes de couplage sont négligés.

Dans le chapitre suivant, nous allons exploiter un prototype qui représente le TES à petite échelle afin de tester différents schémas de revêtement et de valider notre approche de modélisation.

Chapitre 4

Prototype d'un régénérateur

Le régénérateur, cœur du procédé AA-CAES, est l'équipement qui va subir les plus fortes contraintes mécaniques, thermiques, chimiques, aérauliques et hydrauliques. Sa paroi, est sans doute l'élément le plus sensible de tous les équipements constituant l'AA-CAES. Des températures élevées jusqu'à 600°C peuvent en effet régner dans le régénérateur. La roche hôte et le béton de soutènement étant incapables de les supporter, il est nécessaire alors de les isoler thermiquement. La paroi doit aussi résister aux contraintes mécaniques induites par la taille du régénérateur avec une pression pouvant atteindre 15 MPa et un risque de vieillissement prématuré provoqué par les chargements cycliques répétés. Cette paroi doit en plus garantir une étanchéité parfaite et être préservée pendant toute la durée d'exploitation sans possibilité d'intervention. Il sera en effet très délicat et onéreux d'intervenir dans le régénérateur une fois celui-ci rempli de réfractaire et mis en température et en pression.

Le chapitre 2 a été consacré à l'étude des différents matériaux qui entrent en jeu dans un régénérateur souterrain et à l'analyse de leur comportement dans la gamme de température et de pression considérée. Une campagne d'essai en laboratoire a été mise en œuvre pour caractériser les matériaux constituant le revêtement et une loi rhéologique de l'air humide à haute température et haute pression a été établie. Nous avons utilisé ces résultats dans le chapitre 3 dans un modèle numérique dans le but de dimensionner les revêtements des régénérateurs et d'étudier en détail le couplage thermo-hydro-mécanique dans le système de stockage ainsi que l'influence de chaque mécanisme de couplage sur la stabilité des ouvrages.

La complexité des problèmes abordés dans un régénérateur et les nombreuses hypothèses simplificatrices adoptées dans toutes les étapes d'étude et de recherche (laboratoire, modélisation et conception) nécessitent une validation expérimentale à une échelle réduite avant d'envisager la réalisation d'un site pilote à échelle industrielle. Dans ce cadre, un prototype d'un régénérateur combinant pression et température et représentant une paroi réelle a été construit dans le laboratoire LITEN du CEA à Grenoble. Trois éléments principaux ont été définis : les céramiques de stockage de la chaleur, les matériaux isolants et l'enveloppe de l'enceinte pour contenir la pression régnant dans celle-ci.

Ce chapitre est consacré à la description de ce prototype et aux essais réalisés pour valider le fonctionnement du régénérateur, les configurations de revêtements préconisées et les modélisations mises en œuvre.

4.1 Description du prototype d'essais

Le prototype représente un régénérateur à échelle réduite et a pour but principal de tester le comportement des revêtements préconisés face à des sollicitations cycliques en température et en pression, générées par un air sec ou humide. Il reproduit la vraie paroi du régénérateur, mais se limite à une zone active de céramiques d'un diamètre beaucoup plus faible (0,7 m). La configuration simulée se prête donc à un régénérateur aérien où la pression est reprise non pas par la roche, mais par une enceinte métallique d'épaisseur 3 cm capable de tenir une pression de 3 MPa dans un diamètre intérieur de 2,25 m (ce qui correspond à un TES moyenne pression).

4.1.1 Construction du prototype et préparation de l'expérimentation

La hauteur du prototype a été limitée à 2 m de manière à décrire le comportement en température d'une tranche donnée du régénérateur réel. Cette hauteur permet d'étudier les interactions avec la paroi en différents points en changeant les conditions d'entrée, mais n'offre pas la possibilité de reproduire l'empilage des matériaux et le gradient thermique tout au long du régénérateur.

Le choix du diamètre du prototype a été fixé de manière à simuler la séquence réelle du revêtement avec les trois caractéristiques principales décrites précédemment : l'isolation thermique moyennant une perte inférieure à 1 %, l'étanchéité du système et le refroidissement actif. Une épaisseur de 0,775 m est donc réservée pour tester les différents schémas de revêtements isolants sachant que l'étanchéité est assurée par l'enceinte métallique qui comprend un système de refroidissement actif sur sa face extérieure.

L'air est fourni par un compresseur qui délivre un débit de 540 Nm³/h (de l'ordre de 0,2 kg/s) à une pression allant jusqu'à 3 MPa. L'air passe ensuite par un système de chauffage équipé d'une résistance chauffante permettant de réguler la température à la valeur voulue. En phase de charge, l'air est acheminé par le haut de l'enceinte via un cône de répartition. La décharge se fait par le bas dans les mêmes conditions.

Ainsi, la boucle d'essais comprend un circuit d'air fourni par un compresseur, une vanne de régulation de débit, un système de chauffe électrique réglable, l'enceinte d'essais, un détendeur, un échangeur de refroidissement et une cheminée d'évacuation. Un système de contrôle commande est mis en place pour le pilotage automatique de la boucle et la réalisation des cycles thermiques. La Figure 4.1 montre des schémas et une photo du prototype avec tous ses composants.

Le programme d'essais prévoit de tester avec le prototype deux configurations de revêtements : la première correspond à un isolant unique constitué par une couche de briques poreuses de type RI30 sur une épaisseur de 0,69 m, et la seconde comprend une épaisseur de 0,2 m de matériau réfractaire dense (Monoguard, Y75LCC ou MS6) suivie de deux couches de briques poreuses de 0,46 m de type RI26. L'espace restant entre l'enceinte métallique et l'isolant est rempli d'un béton réfractaire.

En raison du retard accumulé par les procédures d'agrément et de conformité aux règles de sécurité (équipements sous pression, interrupteurs thermiques, système d'arrêt total de l'installation...), seule la première configuration de revêtement a pu être testée dans le cadre de cette thèse (Figure 4.2).

Les matériaux de stockage testés sont des céramiques structurées mis au point par Saint Gobain après les difficultés rencontrées avec les céramiques en vrac. Ils sont constitués des blocs parallélépipédiques percés pour assurer la circulation d'air. Comme le montre la Figure 4.3, les blocs sont séparés par des entretoises en céramique à chaque niveau dans le sens vertical ainsi que deux feuilles isolantes au centre de la colonne pour maîtriser les dilatations thermiques. Compte tenu de la

forme des blocs, l'espace les séparant de la paroi de l'enceinte est rempli par des billes en céramique dont les dimensions sont définies de manière à garantir un écoulement uniforme.

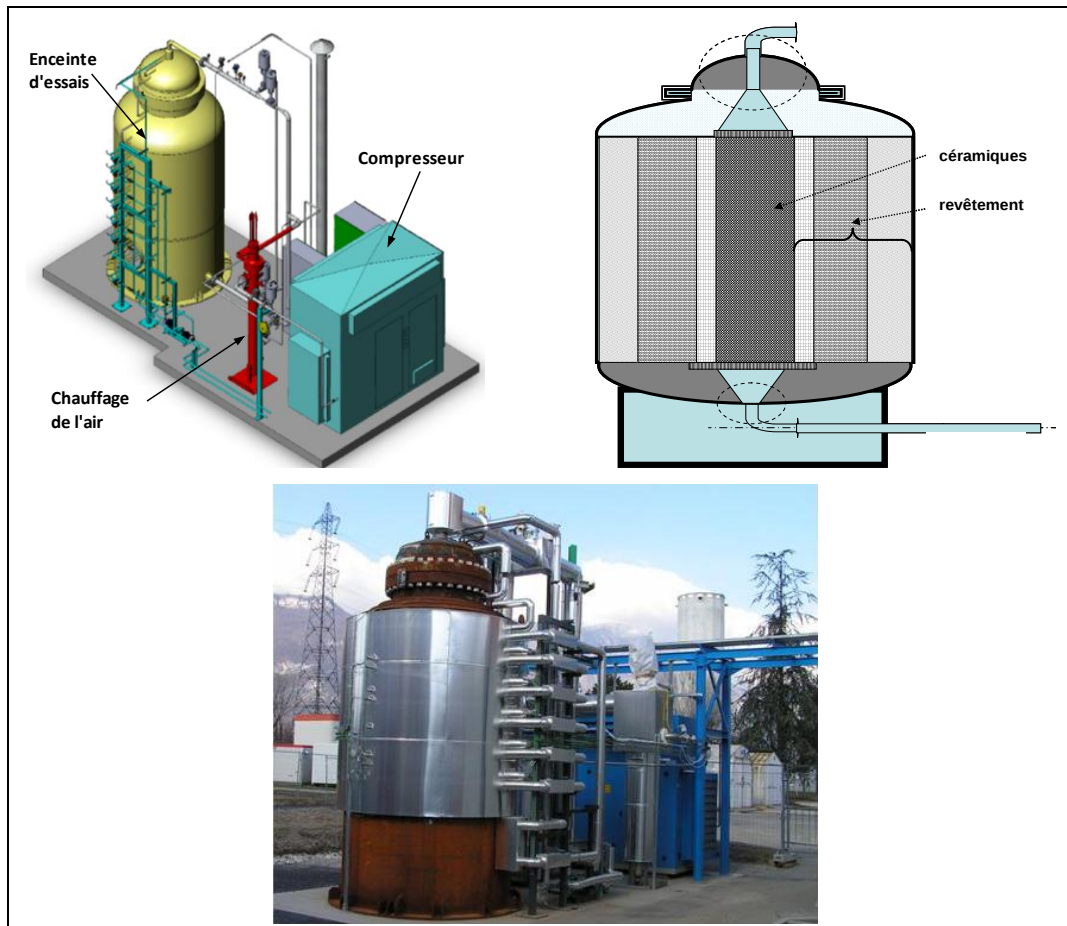


Figure 4.1 : Schémas et photo du prototype du régénérateur (CEA/LITEN)

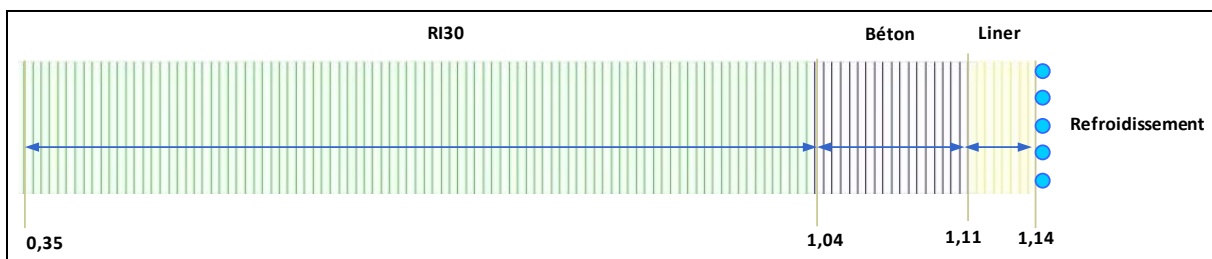


Figure 4.2 : Configuration de revêtement testée

Le matériau isolant est constitué de briques séparés par des joints dans les directions radiale, tangentielle et verticale. Les dimensions des briques et les caractéristiques des joints ont été déterminées de manière à garantir la stabilité et l'étanchéité du système. Ce point sera largement discuté dans le paragraphe suivant de ce chapitre.

Tout autour de la dernière rangée de briques RI30, une feuille de silicone de 10 mm est mise en place pour permettre un bon scellement avec l'anneau de béton coulé. Au sommet et à la base de l'enceinte, l'isolation thermique est assurée avec des matériaux isolants fibreux (Isofrax, laine de verre) ou sous forme de béton réfractaire. La Figure 4.5 donne un plan détaillé de l'intérieur de l'enceinte et la Figure 4.4 montre des photos des différentes étapes de la préparation de l'expérimentation avec un schéma de revêtement utilisant des briques RI30.

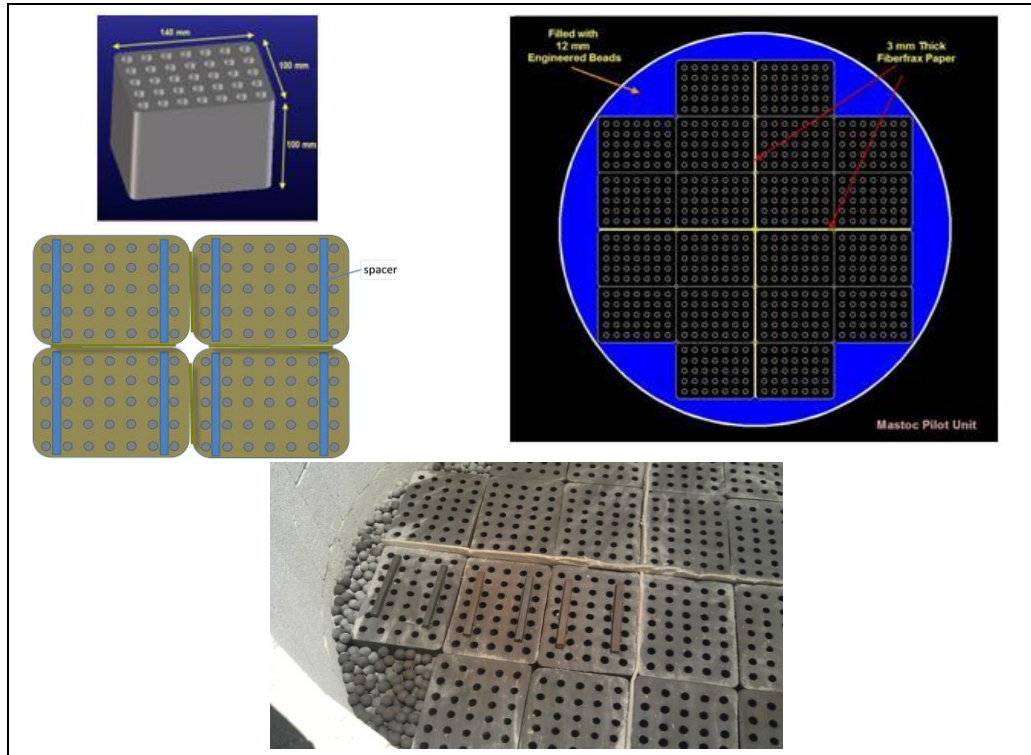


Figure 4.3 : Céramiques structurées et dispositions de mise en place dans l'enceinte (Saint Gobain)





Figure 4.4 : Etapes de préparation de l'enceinte pour les essais (CEA/LITEN)

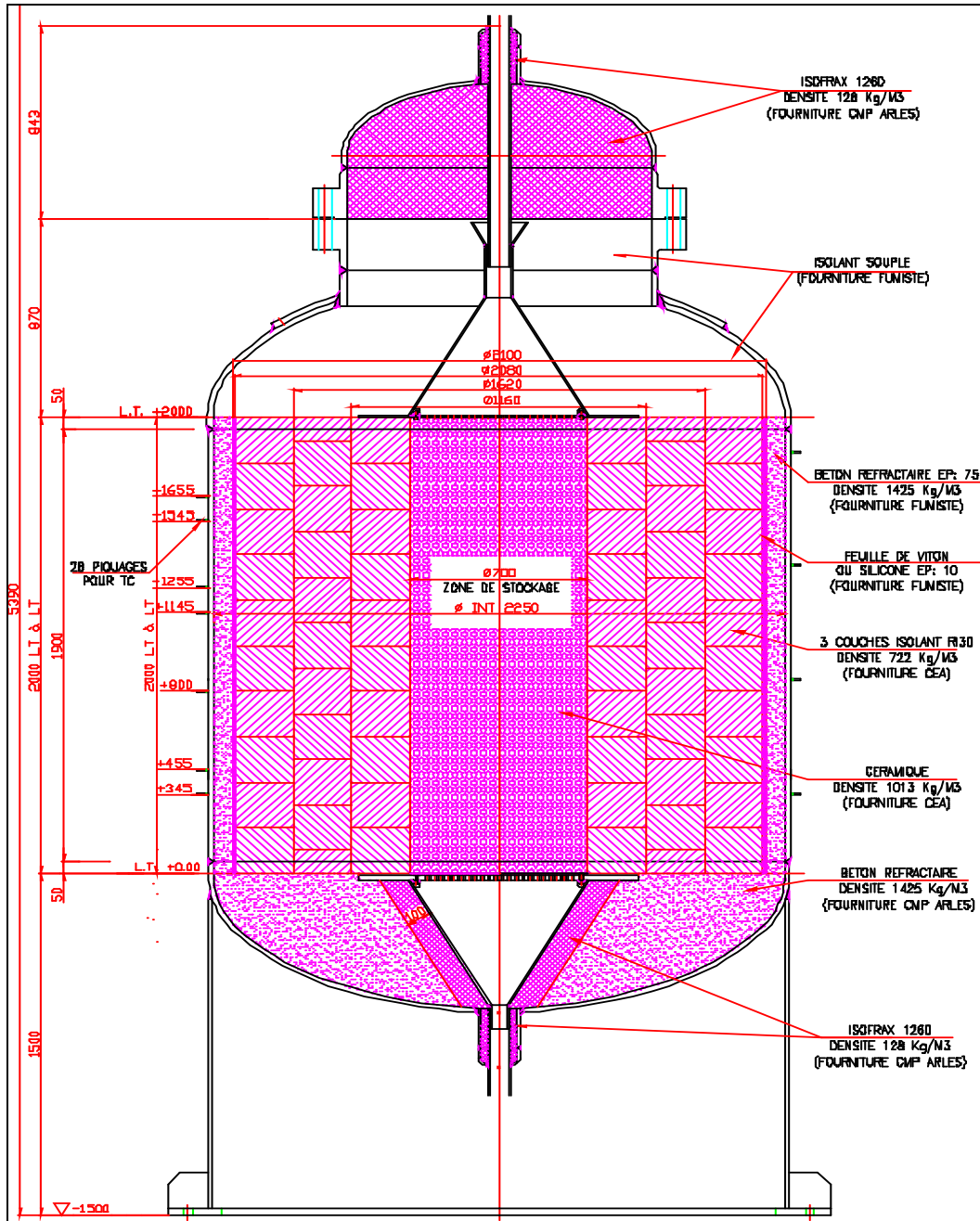


Figure 4.5 : Plan détaillé de l'intérieur de l'enceinte (CEA/LITEN)

4.1.2 Instrumentation mise en œuvre

La maquette d'essais a été instrumentée pour mesurer la pression, le débit et la température à différentes positions. Un système d'acquisition permet le traitement en continu des informations fournies par les capteurs.

En tout, 162 thermocouples, disposés sur 4 orientations et 9 niveaux de hauteur, ont été installés dans les blocs de céramique et les briques de l'isolant RI30. La Figure 4.6 donne l'emplacement de ces thermocouples dans l'enceinte, et la Figure 4.7 montre la gestion des câbles et leur acheminement vers la centrale d'acquisition.

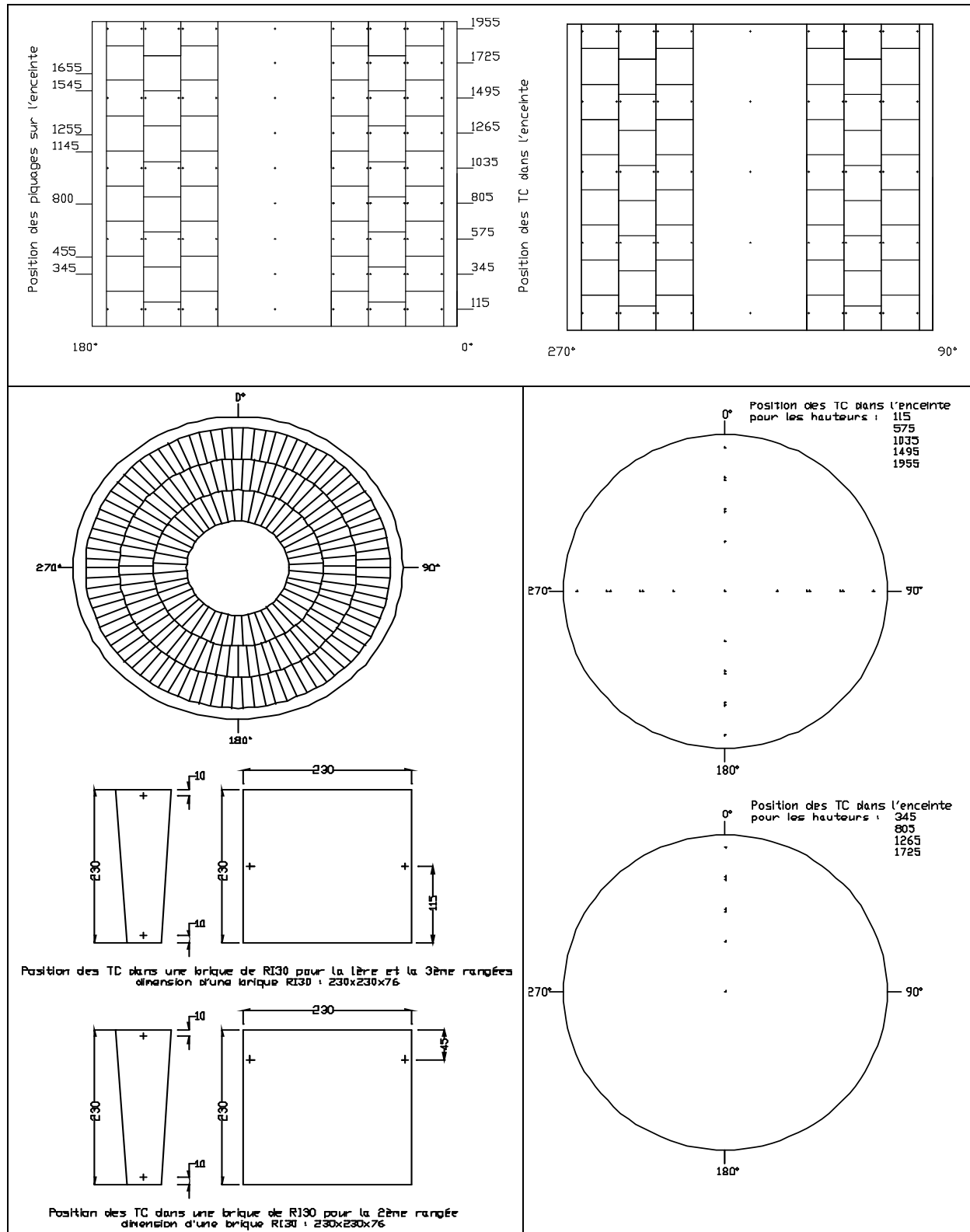


Figure 4.6 : Emplacement des thermocouples dans l'enceinte (CEA/LITEN).



Figure 4.7 : Gestion des instruments de mesure vers la centrale d'acquisition (CEA/LITEN)

4.2 Paramètres de l'expérimentation

4.2.1 Définition des sollicitations thermiques

Le chargement appliqué aux parois du revêtement est inspiré des sollicitations envisagées pour les régénérateurs. Le chargement le plus critique en température correspond au régénérateur unique opérant à 8 MPa et associé à 4 cavités LRC (le cycle est défini avec une compression de 5 h et 2 décharges de 2 x 4 h). Le plus grand écart de température se situe à 20 m de profondeur du sommet du TES (Figure 4.8).

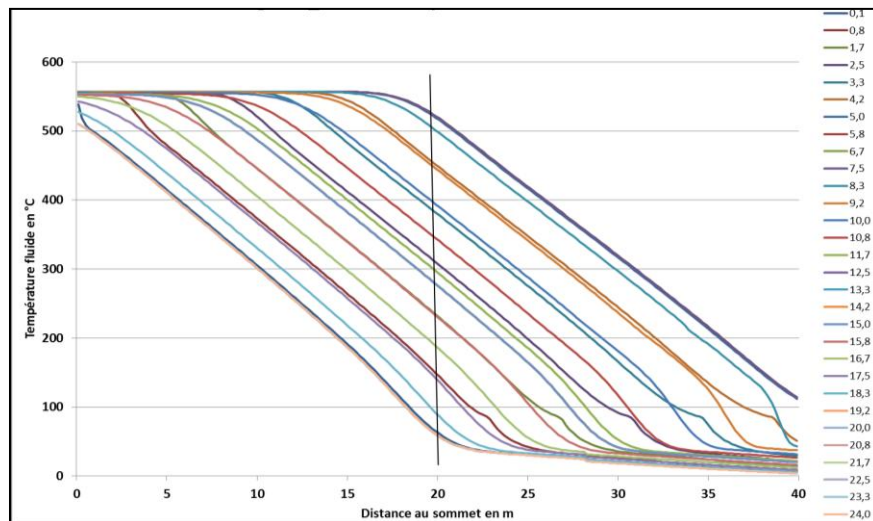


Figure 4.8 : Chargement thermique en fonction de la hauteur et le temps dans le TES unique

Le chargement choisi au niveau de la maquette est montré en pointillés dans la Figure 4.9. C'est le même chargement appliqué à une profondeur de 20 m dans le TES mais en éliminant la pause entre les temps 12 heures et 15 heures dans le but de rendre le chargement plus critique.

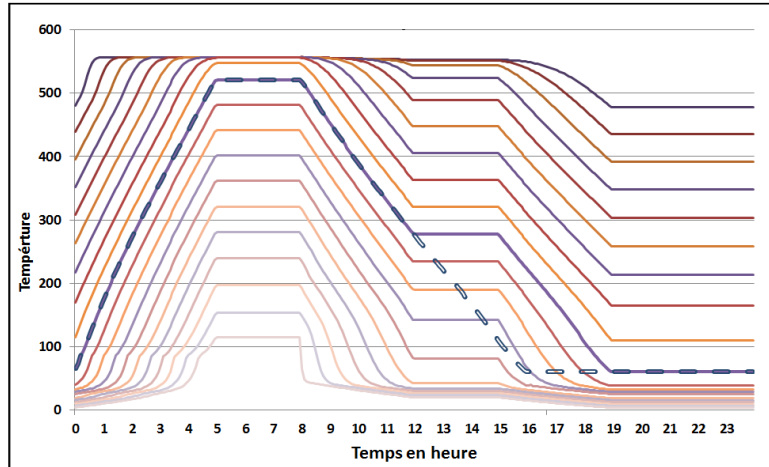


Figure 4.9 : Chargement en fonction du temps et la hauteur (pas de 2m).

La vitesse avec laquelle la température croît est un facteur très important à étudier. En effet, en montant très vite à partir de la température ambiante, des contraintes de traction peuvent être induites et ainsi endommager les matériaux qui ne supportent pas une telle vitesse. En revanche, une montée très lente est très favorable à la stabilité mais très couteuse en temps. Une optimisation de ce paramètre est donc nécessaire. Ce paramètre a été étudié en tenant compte du critère imposé pour la stabilité des céramiques (vitesse inférieure à 2,5 °C/min) et les résultats des simulations thermomécaniques ont montré qu'une montée pendant 1 jour est la plus optimale.

L'historique de température retenu se compose d'une phase d'initialisation comprenant une montée en 1 jour de la température ambiante à la température de 520 °C puis le cycle quotidien. Ce dernier débute par une pause de 3 h, une décharge à la température de 50 °C pendant 8 h, une nouvelle pause de 8 h et enfin une compression à la température maximale de 520 °C pendant 5 h (Figure 4.10). L'essai consiste à répéter ce cycle pendant une quinzaine de journées. En ce qui concerne la pression, il s'agit d'effectuer une montée jusqu'à la valeur maximale de 3 MPa en un jour, puis de maintenir cette pression constante jusqu'à la fin du cyclage.

Comme le montre le Tableau 4.1, le programme expérimental envisagé consiste à tester deux schémas de revêtement. Pour chaque schéma, deux conditions de sollicitations sont prévues : un cyclage avec de l'air sec pendant 15 jours et un cyclage avec de l'air humide pendant 10 jours.

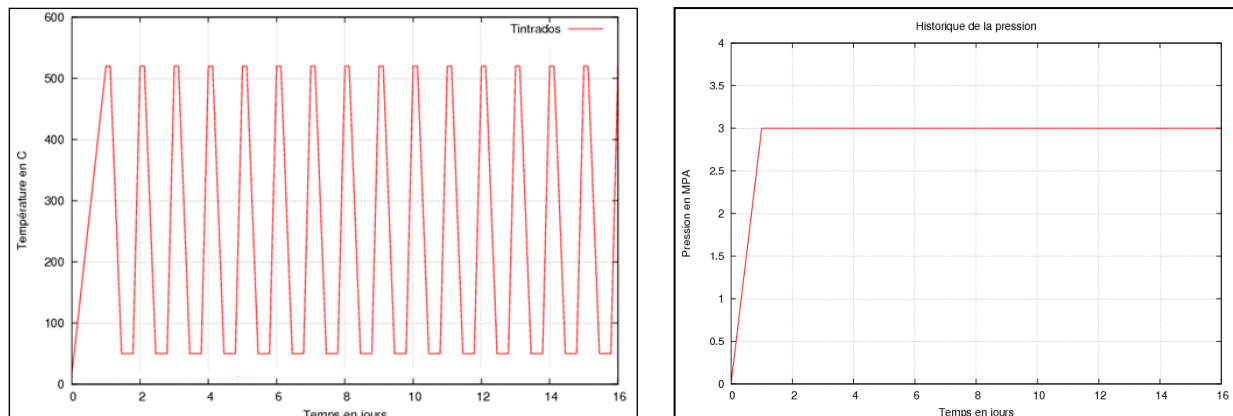


Figure 4.10 : Chargement en température et en pression envisagé pour les essais

Tableau 4.1: Programme expérimental pour tester les deux configurations de revêtement (CEA/LITEN)

Phase		Nombre cycles	Durée cycle	Durée Phase	Total
			Heure	Jour	Mois
Initialisation de la température		1	168	1.2	0.1
1 ^{er} schéma de revêtement	air sec 520/50	15	24	15.0	0.5
	transition	1	24	1.0	0.1
	air humide 520/50	10	24	10.0	0.4
	Total				1.1
Refroidissement		1	48	2.0	0.1
désassemblage/réassemblage					2
Initialisation de la température		1	168	1.0	0.1
2 ^{ème} schéma de revêtement	air sec	15	24	15.0	0.5
	transition	1	24	1.0	0.1
	air humide	10	24	10.0	0.4
	Total				1.1
Refroidissement		1	48	2.0	0.1
désassemblage					0.5
Total					4.9

4.2.2 Dimensionnement des briques isolantes

La taille d'une brique est un paramètre très dimensionnant : de grandes briques peuvent se rompre par le développement de contraintes thermomécaniques de traction au cœur même du matériau ; en revanche, de petites briques sont très coûteuses d'un point de vue économique car cela nécessite la conception d'un moule spécifique avec une fabrication très limitée en nombre.

Le paramètre mécanique le plus déterminant dans la définition des dimensions d'une brique face à des sollicitations thermiques est le module d'élasticité, les coefficients de dilatation thermique linéiques des matériaux étudiés sont tous de même ordre de grandeur. Ainsi, Les dimensions de la brique seront d'autant plus petites que le module d'élasticité est élevé. Le travail de dimensionnement a été fait pour les différentes briques envisagées dans les schémas de revêtements : les briques RI30 et RI26 et les briques Y75LCC et MS6. Pour mieux illustrer le principe de calcul, seule la configuration faisant appel à un isolant dense et à forte rigidité est présentée ici (brique MS6 de 20 cm d'épaisseur).

Les briques étant séparées par des joints pour permettre la dilatation thermique, le dimensionnement doit aussi définir les caractéristiques de ces joints : épaisseur, rigidité et éventuellement nature du matériau de remplissage.

Une modélisation thermomécanique en 3D a été mise en œuvre pour déterminer les dimensions de chaque type de briques isolantes. Le modèle représente un quart d'une brique et comprend 2 plans de symétrie, les joints étant considérés comme des surface libres. La zone modélisée est montrée dans la Figure 4.11.

Le chargement thermique appliqué à l'intrados de la brique est celui généré à la paroi du revêtement du prototype. Le chargement appliqué à l'extrados de la brique est déduit d'un calcul

thermomécanique 1D sur le prototype avec le second schéma de revêtement envisagé : une première rangée de briques MS6 d'épaisseur 20 cm suivie de deux rangées de briques RI26 de 46 cm, d'un béton réfractaire de 10 cm et enfin de l'enceinte métallique de 3 cm. Ainsi, ces deux sollicitations thermiques sont appliquées comme conditions aux limites sur le quart de brique MS6 modélisé. La Figure 4.12 montre l'historique de ces deux sollicitations.

Concernant les autres parois de la brique, elles sont considérées adiabatiques. Cette hypothèse est cohérente car le flux thermique est radial et il n'y a pas de gradients thermiques verticaux et orthoradial importants.

La brique MS6 envisagée présentait les dimensions suivantes : une épaisseur radiale de 20 cm, une hauteur de 23 cm et une épaisseur tangentielle de 5,3 cm. La simulation thermomécanique a montré que les contraintes de traction développées dans le sens vertical étaient trop fortes et qu'il était nécessaire de réduire cette dimension (Figure 4.13). L'étude paramétrique effectuée a montré qu'une hauteur de l'ordre de 7,5 cm permettait de réduire l'amplitude de cette contrainte de traction et d'obtenir un facteur de sécurité suffisant par rapport à la résistance du matériau. La Figure 4.14 montre les résultats de la simulation correspondant à cette hauteur, et la Figure 4.15, le détail du second schéma de revêtement avec des briques MS6 dont les dimensions ont été définies à partir de ce dimensionnement et des conditions techniques de fabrication.

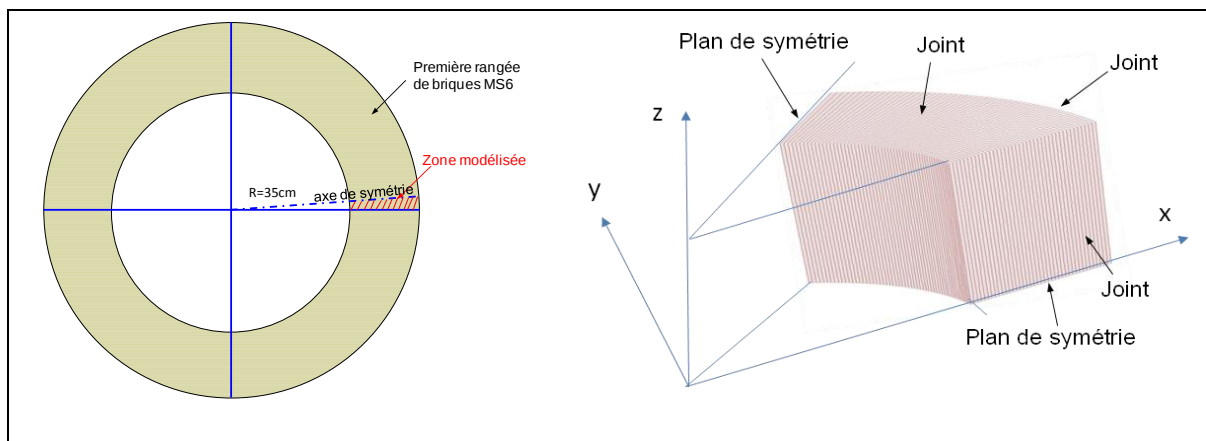


Figure 4.11 : Quart de brique modélisé en 3D

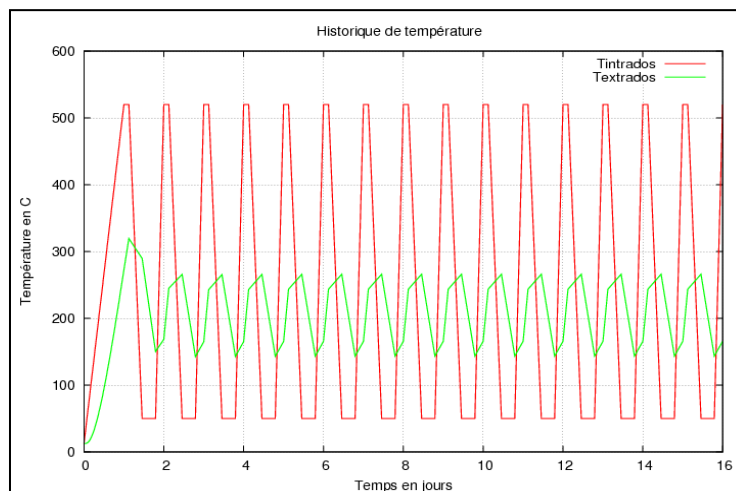


Figure 4.12 : Historiques de température appliqués à l'intrados et à l'extrados de la brique MS6

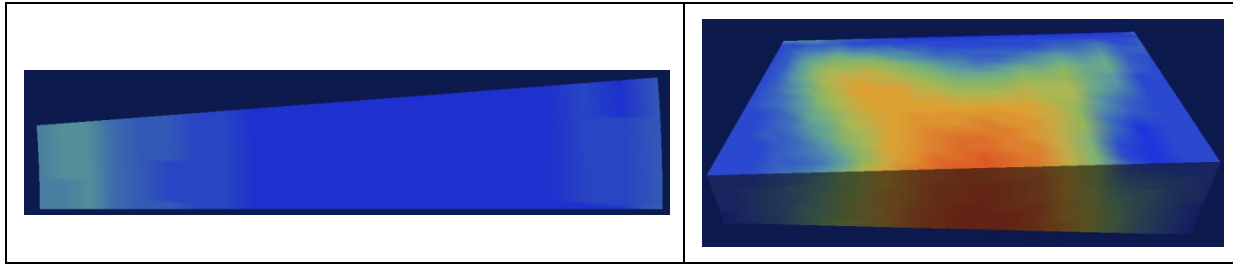


Figure 4.13 : Contrainte de traction dans la brique à la date la plus critique de 16 jours ($\sigma_{\max}=4.6$ MPa)

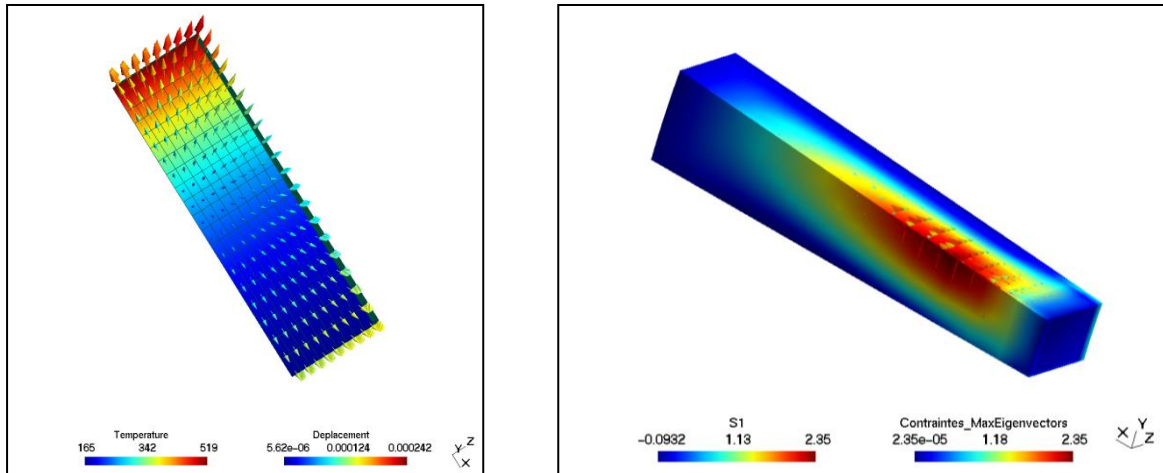


Figure 4.14 : Résultats de la simulation pour une brique de hauteur 7,5 cm (contrainte de traction maximale de 2,3 MPa à la date de 16 jours)

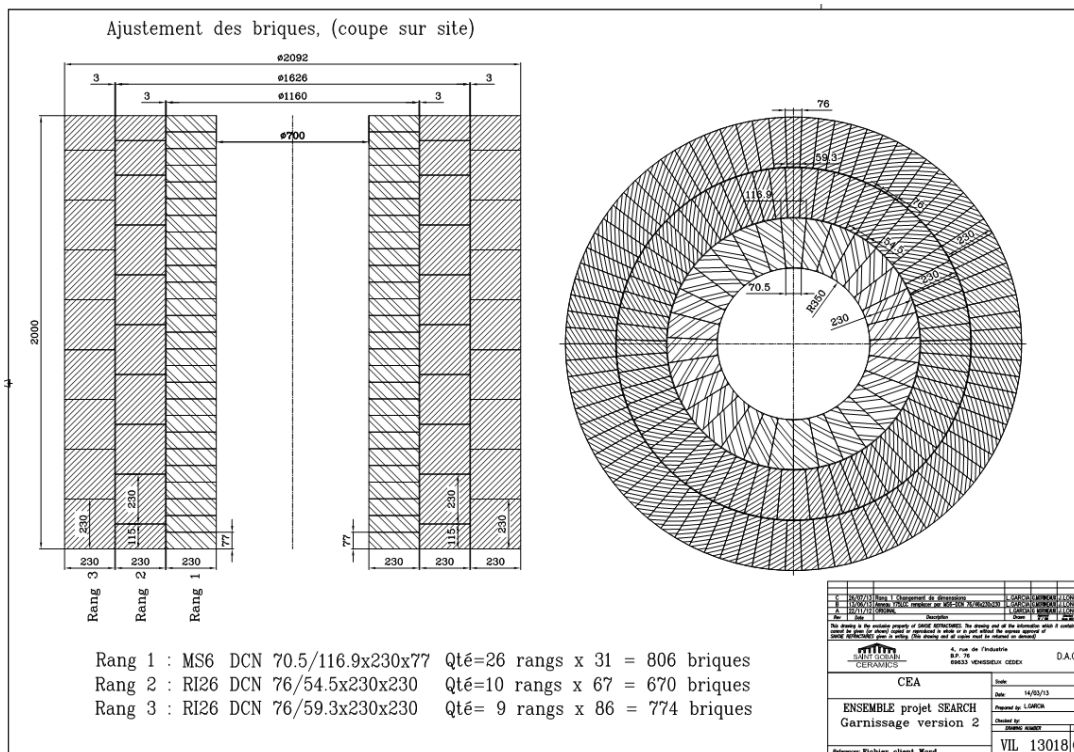


Figure 4.15 : Détail du second schéma de revêtement à tester avec des briques MS6 et RI26 (Saint Gobain)

4.2.3 Prise en compte des joints entre les briques

Le revêtement à tester dans le prototype est constitué par trois rangées de briques suivies par le béton réfractaire et l'enceinte métallique. Les briques isolantes sont séparées par des joints dans les trois directions radiale, orthoradiale et verticale. La prise en compte des joints dans un calcul de structure en 2D ou en 3D est une opération extrêmement couteuse en temps de calcul. Dans cette optique, nous avons effectué une modélisation avec l'hypothèse des déformations planes dans le but de comprendre le rôle des joints mécaniquement et de définir leurs caractéristiques. Dans une deuxième phase, des calculs en 2D axisymétriques ont permis d'analyser le rôle des joints d'un point de vue thermique et hydraulique et aussi de valider le modèle thermo-hydraulique développé.

Le modèle 2D en déformations planes ne permet pas de rendre compte des joints verticaux ainsi que d'un éventuel gradient thermique dans cette direction. Pour simplifier ce modèle, nous avons profité de la symétrie radiale pour ne prendre en compte que le 1/8ème de la structure comme le montre la Figure 4.16. Dans le cas de la configuration du revêtement faisant appel uniquement à des briques RI30 (schémas b et c de la figure), il aurait été aussi possible de réduire encore plus les limites du modèle, mais ce dernier a été aussi utilisé pour étudier les autres schémas de revêtement (en particulier le schéma a utilisant des briques denses). Les calculs sont réalisés à l'aide du logiciel du centre de Géosciences VIPLEF.

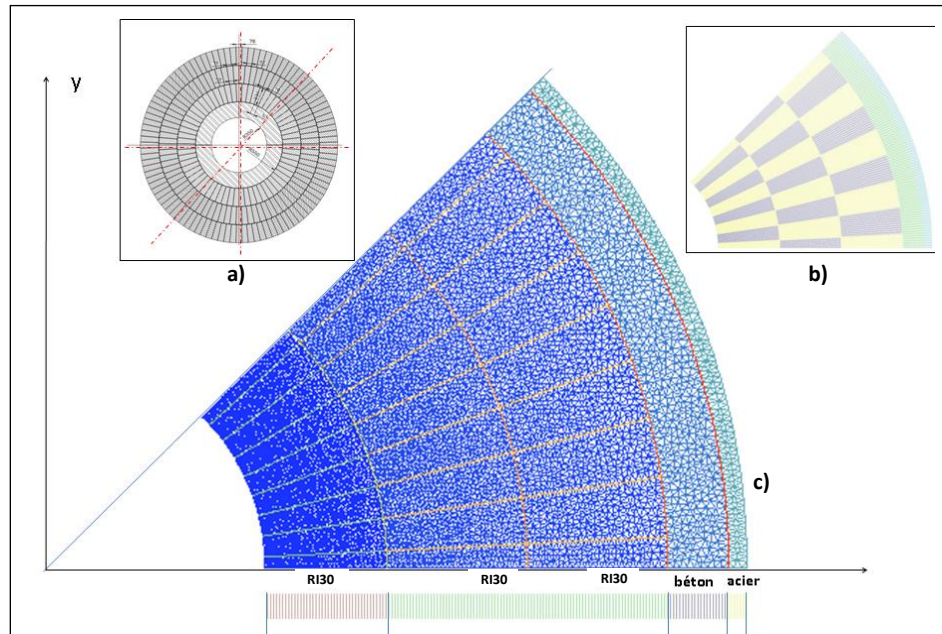


Figure 4.16 : Modèle 2D en déformations planes

Sous une compression normale, le rapprochement des deux faces d'un joint est non-linéaire, la contrainte normale suit une loi hyperbolique exprimée par l'équation suivante :

$$\sigma_n = \frac{k_{n0} V}{1 - \frac{V}{e}} \quad (4.87)$$

où k_{n0} est la rigidité normale initiale, e est la fermeture maximale du joint, elle correspond à l'asymptote de la loi hyperbolique et V correspond à la fermeture du joint. La Figure 4.16 montre une courbe typique du comportement normal du joint en compression.

Le comportement du joint au cisaillement suit une loi élastoplastique parfaite : la contrainte tangentielle croît proportionnellement au déplacement tangentiel avec une pente K_t (rigidité tangentielle) jusqu'à atteindre la valeur correspondant à la plastification du joint. Le critère de Mohr-Coulomb est utilisé pour définir le seuil de plastification en admettant une cohésion nulle.

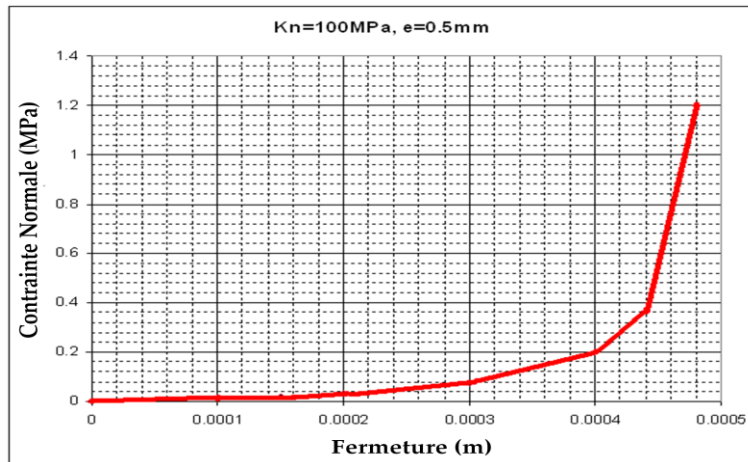


Figure 4.17 : Loi de comportement hyperbolique du joint en compression

Une hypothèse fondamentale est admise dans la modélisation 2D en déformations planes : les joints ne jouent aucun rôle dans le comportement thermique et hydraulique, leur rôle est d'assurer simplement la continuité des flux thermiques et hydrauliques. La Figure 4.18 montre le profil thermique dans le revêtement à différentes dates.

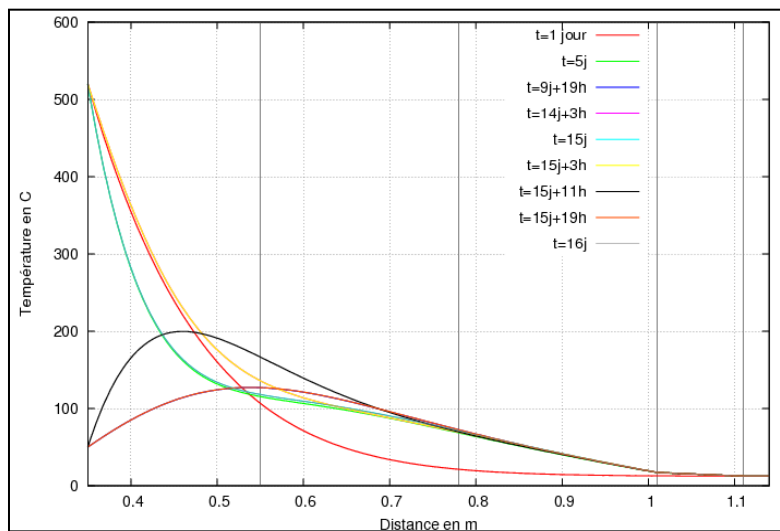


Figure 4.18 : Profils thermique dans le revêtement

Dans un premier temps, des simulations THM ont été effectuées en imposant une continuité entre les briques RI30. Les résultats obtenus mettent en évidence de fortes contraintes de traction et de compression qui peuvent entraîner la rupture du matériau.

Les calculs effectués en intégrant des joints entre les briques du RI30 et les autres composants du revêtement montrent clairement la réduction des contraintes de traction et de compression dans la direction orthoradiale. Ce résultat est dû aux joints qui libèrent la dilatation thermique des briques. Il est à noter que dans la direction perpendiculaire au plan 2D, les contraintes de compression sont importantes en raison de l'hypothèse des déformations planes qui imposent un déplacement nul dans cette direction.

Une étude paramétrique a été réalisée sur les propriétés des joints pour trouver les valeurs optimales pour l'expérimentation. Le Tableau 4.2 donne les propriétés retenues et la Figure 4.19 montre les profils de contraintes principales correspondant à ces valeurs. Ce sont surtout l'épaisseur et la rigidité normale qui ont été le plus examinés. Nous avons cherché à définir l'épaisseur minimale permettant de libérer les contraintes thermiques et de lui affecter par la suite la rigidité normale admissible. Les valeurs trouvées nous ont amenés à recommander de laisser les joints vides et de ne pas les remplir avec le ciment alumineux couramment utilisé dans ce type d'application.

Tableau 4.2 : Propriétés mécaniques des joints

K_{n0} (MPa/m)	e (mm)	K_t (MPa/m)	φ (°)
100	0,5	100	30

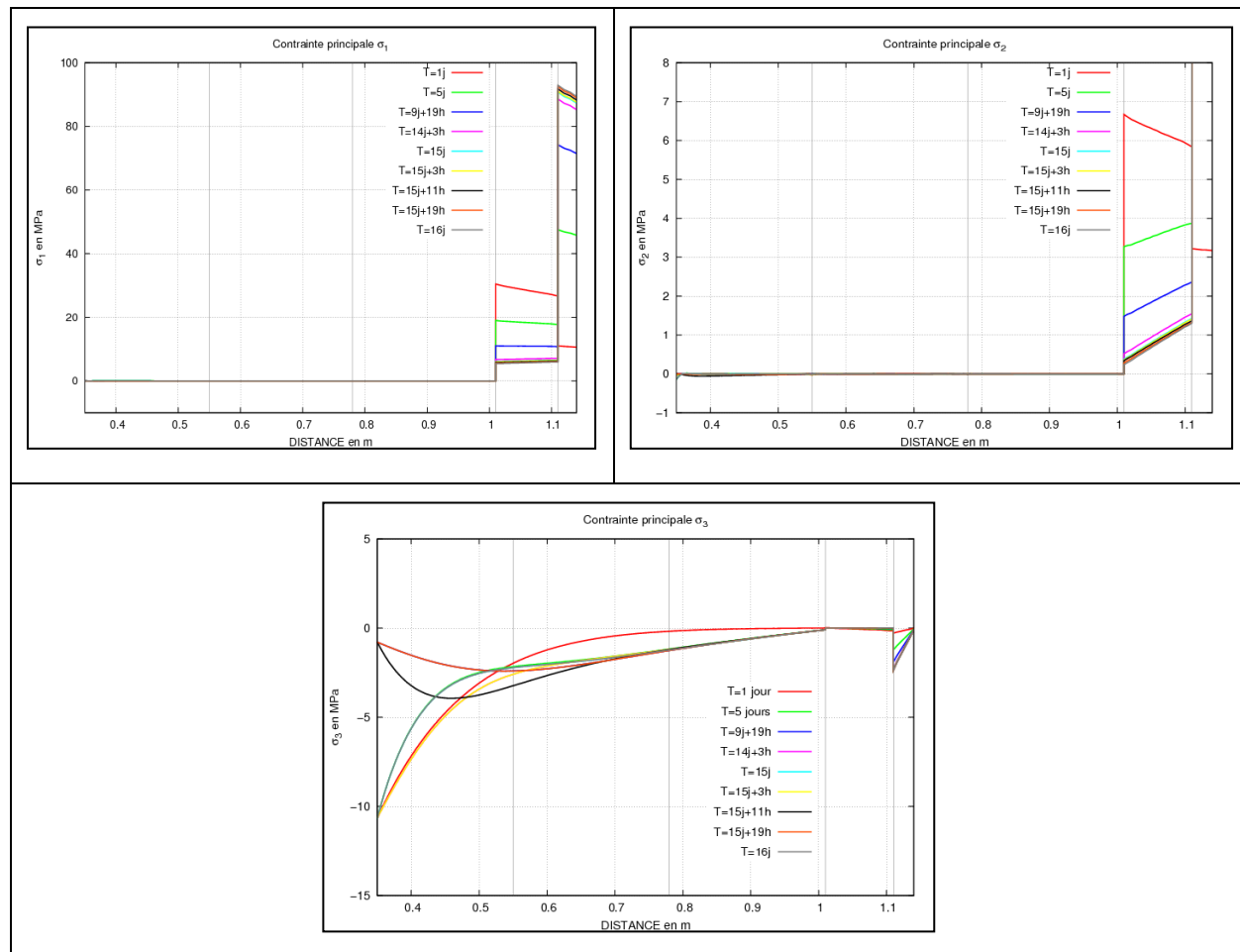


Figure 4.19 : Contraintes principales dans le revêtement avec les propriétés retenues des joints

Nous avons conduit par la suite des simulations en considérant le RI30 comme un seul bloc et en affectant un module de Young équivalent pour l'assemblage brique+joint. L'étude paramétrique a montré que le module qui donne les résultats les plus proches du modèle intégrant des joints est de 200 MPa (le module intrinsèque du matériau étant de 3500 MPa). Les résultats montrent aussi que les contraintes sont presque nulles dans l'isolant RI30 même dans la direction perpendiculaire au plan 2D (Figure 4.20). Ainsi, les joints permettent de libérer les contraintes thermiques et pour tenir compte de cet effet avec l'approche du milieu équivalent, il suffit de réduire suffisamment le module de Young du matériau.

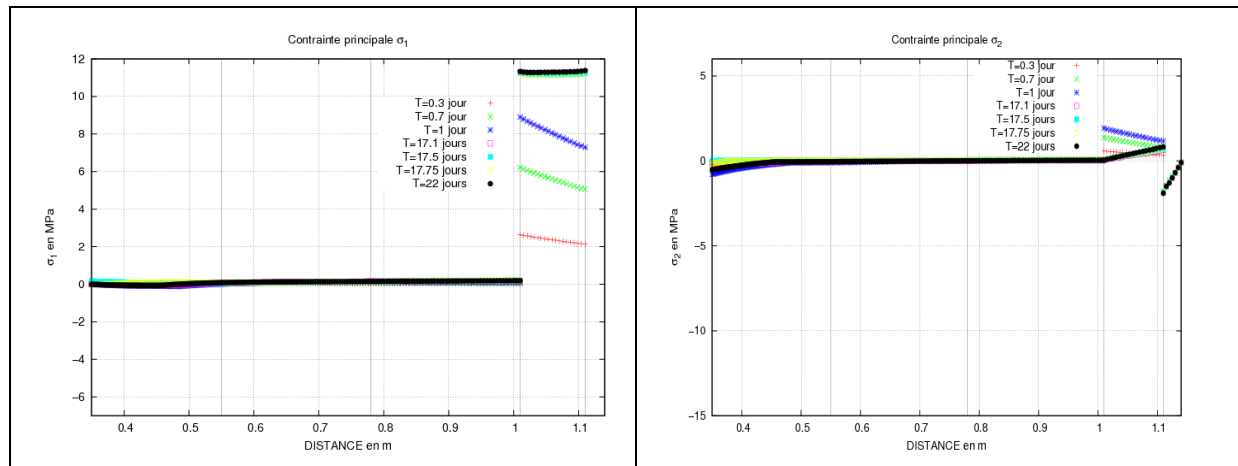


Figure 4.20 : Contraintes principales dans le revêtement avec l'approche du milieu équivalent

4.3 Essais sur le prototype

Plusieurs essais ont été réalisés sur le prototype. Les cycles réalisés comportent une montée en température et en pression, une phase de stabilisation puis une phase de décharge. Ils diffèrent par le temps de montée en température et en pression, la température et la pression maximales atteintes et le temps de stabilisation. Pour des raisons de sécurité, la température maximale atteinte est de 250°C et la pression maximale est aux alentours de 2,7 MPa.

Nous allons commencer par décrire l'ensemble des essais réalisés en expliquant les conditions opératoires de chaque essai, l'objectif recherché et les principaux résultats obtenus. Les essais sont traités tout d'abord au niveau des mesures de température pour vérifier leur pertinence, puis en analysant les résultats obtenus. Dans ce cadre, une modélisation numérique spécifique a été mise en œuvre pour aider à l'interprétation des phénomènes les plus marquants.

4.3.1 Présentations des essais réalisés

La campagne expérimentale comporte 7 séries d'essais. La première série a eu lieu au mois de juin 2013 et avait pour but de tester le comportement du prototype à basse température. Le chargement appliqué consistait à maintenir la pression constante et égale à 2,5 MPa et à faire monter la température de 20 à 100°C en 3 heures suivie d'une pause d'une heure et d'une décharge en 3 heures. Cet essai a mis en évidence les trois problèmes suivants : un échauffement de l'isolant, un fort gradient thermique dans les céramiques et un refroidissement de ces derniers pendant la phase de pause.

La deuxième série d'essais a été réalisée dans les mêmes conditions au mois d'août 2013 dans le but de vérifier les résultats obtenus et comprendre l'origine de l'échauffement de l'isolant. Cette série comportait 2 essais avec une injection de l'air chaud par le haut pour le premier, et par le bas pour le second. Les mêmes résultats ont été obtenus mais avec un échauffement de l'isolant moins prononcé lorsque l'injection de l'air chaud se faisait par le bas.

La troisième série d'essais a été effectuée au mois d'octobre 2013 avec une montée en température jusqu'à 200°C en 2 heures. Le but recherché était de comprendre les raisons du refroidissement des céramiques en effectuant une pause plus longue (2 heures). Les résultats obtenus étaient identiques aux essais précédents.

La quatrième série a été effectuée au mois de novembre 2013. La température est montée jusqu'à 200°C et la pression a atteint 2,7MPa. Le but de cette série d'essai est d'homogénéiser la température dans l'enceinte en injectant l'air pendant des longues périodes. L'injection de l'air chaud se faisait du haut sauf pour quelques essais où l'air a été injecté par le bas. Tous ces essais ont donné les mêmes résultats que précédemment. Une première hypothèse pour expliquer les phénomènes observés consiste à considérer qu'il y a un écoulement d'air dans la partie supérieure du revêtement. Cet écoulement réchauffe le revêtement par convection comme le montre Figure 4.21.

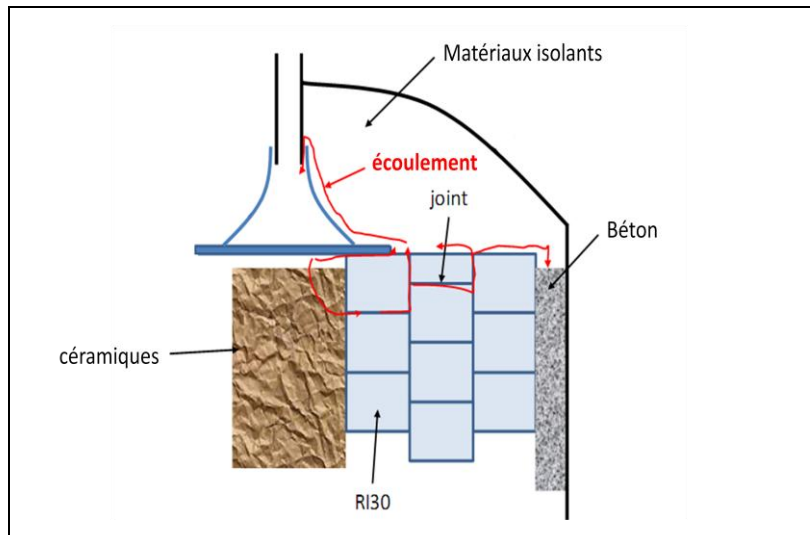


Figure 4.21 : Fuite probable en haut du prototype.

Dans le but de résoudre ce problème, un jointement au "blackite"¹ de la première et de la deuxième rangée des briques et un beurrage² de la face supérieure de l'isolant ont été effectués (Figure 4.22).

La cinquième série d'essais a été réalisée au mois de février 2014 pour vérifier l'hypothèse de fuite après le traitement effectué. La température et la pression étaient respectivement 200 °C et 1,05 MPa. L'isolant montait en température de façon peu différente de ce qui avait été observé avant la modification apportée et le problème d'échauffement persistait. En mars 2014, une sixième série d'essais a été effectuée dans le but de vérifier si l'humidité de l'air dans les céramiques affectait la chute de température pendant les heures de pause. Une mesure de ce paramètre a été donc réalisée à la sortie de l'air. Cette série avait aussi pour objectif de vérifier l'état d'endommagement de la structure en mettant en œuvre une mesure de traçage à l'hélium. Le chargement en température

¹ Le blackite est un ciment spécial utilisé pour remplir les joints entre les briques isolantes

² Le beurrage est effectué par un enduit spécial d'imperméabilisation

comprenait 5 cycles entre 50 et 200 °C avec une injection par le haut en 5 heures, suivie d'une pause d'une heure puis une décharge en 8 heures.

Le même chargement a été appliqué dans les mêmes conditions mais en injectant l'air par le bas. Les résultats montraient une absence d'humidité dans l'air et confirmaient ainsi que les céramiques étaient secs et que la chute de température n'était pas due à ce paramètre. Le traçage à l'hélium mettait en évidence une circulation d'air dans les briques isolantes.

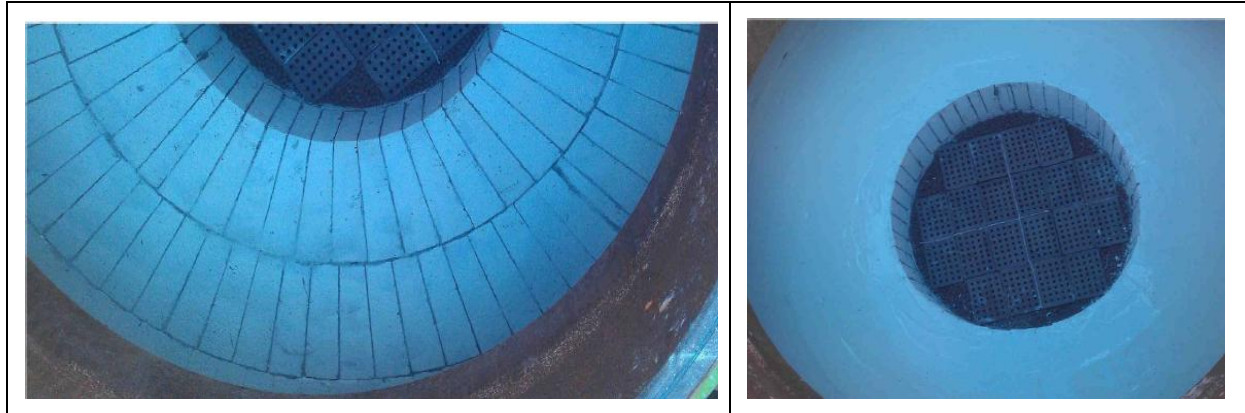


Figure 4.22 : Insertion du "blackite" entre la première et la deuxième rangée de briques (à gauche) et beurrage de la face supérieure de l'isolant (à droite, CEA/LITEN).

Au mois d'avril 2014, une dernière série d'essais a été effectuée dans les mêmes conditions de cyclage mais sans pause pour essayer de comprendre les raisons de la perte de température dans les céramiques. Les résultats obtenus n'ont pas permis malheureusement d'avancer dans l'explication de ce phénomène.

Outre les aspects administratifs liés à la conformité et à la mise en sécurité du prototype d'essais qui ont engendré un retard très significatif de la campagne d'essais, plusieurs problèmes techniques ont été rencontrés et ont aussi accentué ce retard. Nous citons à titre d'exemple la panne du compresseur liée à la présence d'eau dans l'huile du 2ème étage de compression. Ceci est dû, selon le constructeur, à la condensation de la vapeur de l'air comprimé liée au fonctionnement intermittent du compresseur. Un autre problème d'ordre informatique s'est produit suite à la perte de liaison avec l'acquisition de données consécutive à une mise à jour de Windows.

4.3.2 Analyse des mesures de température

L'interprétation de tous les essais réalisés est basée essentiellement sur les mesures des capteurs de température (thermocouples). Il est donc indispensable de commencer par analyser ces mesures pour s'assurer de leur validité et de la pertinence de leurs résultats.

Ces mesures sont prises au niveau de capteurs disposés suivant quatre directions dans l'espace comme cela a été expliqué dans la Figure 4.6. Nous avons établi une comparaison entre les mesures dans deux directions D1(Nord) et D2(Est) pour vérifier si le caractère axisymétrique est respecté. Cette comparaison est effectuée pour un essai de la série 4 jugée la plus représentative. Afin de simplifier cette démarche, le Tableau 4.3 récapitule le positionnement des capteurs et leurs références. La Figure 4.23 montre quelques comparaisons entre les mesures dans les 2 directions pour différents points du prototype en fonction de la température dans les céramiques (au cœur du prototype).

Tableau 4.3 : Positions et références des capteurs

Hauteur (m)	Rayon (m)					
	0,36	0,57	0,59	0,8	0,82	1,03
1,955	H1R1	H1R2	H1R3	H1R4	H1R5	H1R6
1,725	H2R1	H2R2	H2R3	H2R4	H2R5	H2R6
1,495	H3R1	H3R2	H3R3	H3R4	H3R5	H3R6
1,265	H4R1	H4R2	H4R3	H4R4	H4R5	H4R6
1,035	H5R1	H5R2	H5R3	H5R4	H5R5	H5R6
0,805	H6R1	H6R2	H6R3	H6R4	H6R5	H6R6
0,575	H7R1	H7R2	H7R3	H7R4	H7R5	H7R6
0,345	H8R1	H8R2	H8R3	H8R4	H8R5	H8R6
0,115	H9R1	H9R2	H9R3	H9R4	H9R5	H9R6

Pour les deux capteurs H1R1, il existe un écart très significatif entre les mesures dans deux directions différentes, qui peut atteindre 60°C. Pour le capteur H1R2, les mesures sont proches dans les deux directions et l'écart maximal est égal à 10°C quand la température au cœur commence à chuter. Pour les capteurs H3R1 et H3R2, nous ne remarquons pas de différence significative. L'écart relatif entre les mesures des capteurs dans les différentes directions se situe généralement autour de 0.5% et peut atteindre ponctuellement les 50%. Ceci peut être dû à un dysfonctionnement de quelques capteurs. Ainsi, le caractère axisymétrique des mesures n'est pas respecté partout.

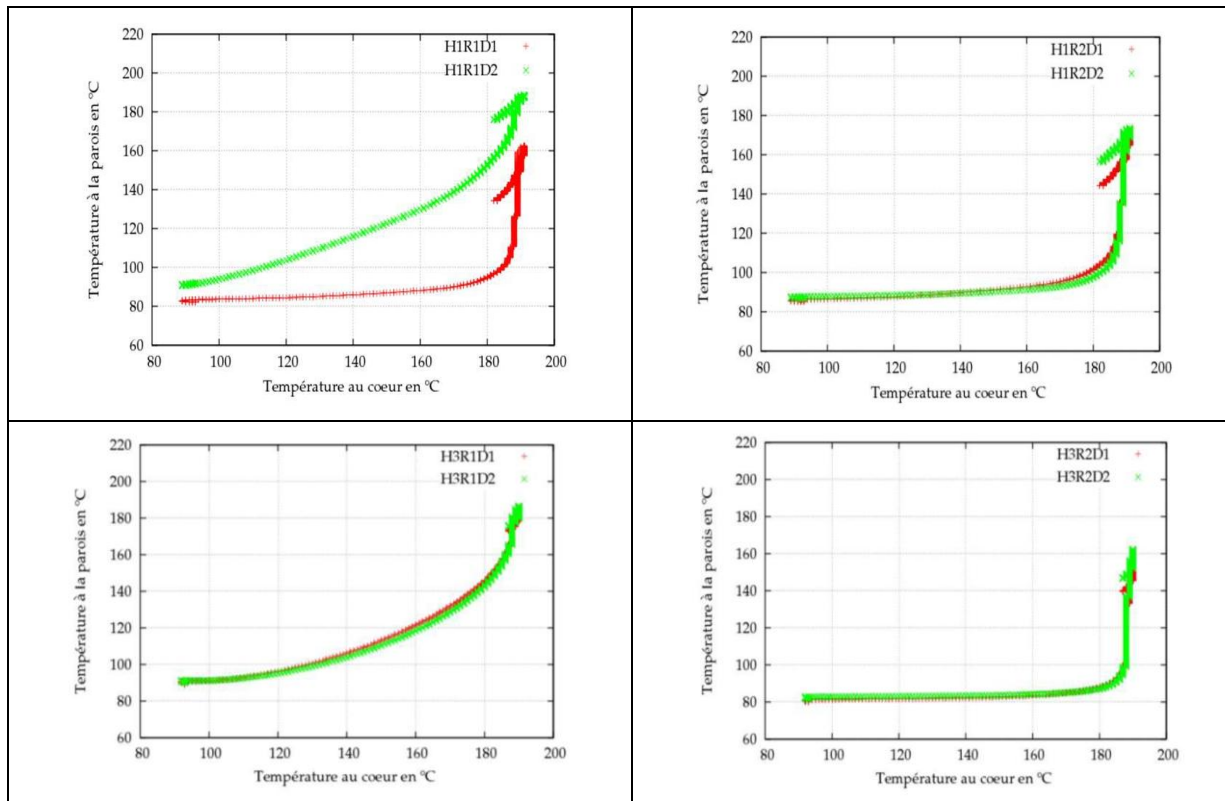


Figure 4.23 : Comparaison entre les mesures suivant deux directions à différentes positions du prototype

La Figure 4.24 montre les mesures des trois capteurs H1R1D1, H1R2D1 et H2R1D1 en fonction de la température au cœur. La valeur du capteur H2R1D1 est beaucoup plus importante que celle du capteur H1R1D1, sachant que le premier est plus haut et donc soumis à une température plus forte. De même, la température au niveau du capteur H1R2D1, qui est situé en aval de la première rangée, est plus grande que celle mesurée par le capteur H1R1D1, ce qui n'est pas évident vu que ce dernier se situe à la paroi et donc est censé être plus en contact avec l'air chaud.

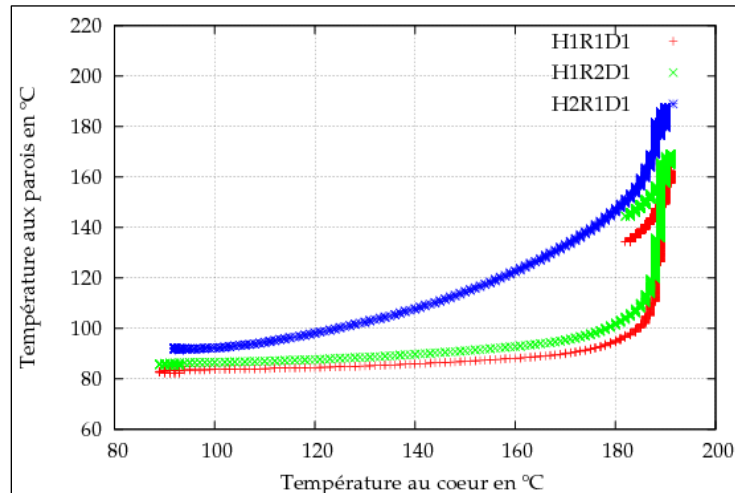


Figure 4.24 : Mesures des capteurs H1R1D1, H1R2D1 et H2R1D1 en fonction de la température au cœur.

L'analyse des mesures de température montre que certains capteurs (comme le H1R1D1) indiquaient des valeurs non cohérentes dans les deux sens horizontal et vertical. Ces mesures sont erronées et sont liées à des capteurs défectueux dont le nombre reste toutefois réduit par rapport au nombre total de thermocouples mis en place. Elles sont écartées dans l'analyse des résultats des essais.

En conclusion, nous considérons que les résultats obtenus sont fiables et que les problèmes mis en évidence par les différents essais sont réels et méritent d'être expliqués.

4.3.3 Analyse des phénomènes observés

Le phénomène le plus marquant qui ressort de tous les essais réalisés concerne l'échauffement des briques isolantes qui leur fait perdre leur rôle essentiel d'isolation. La Figure 4.25 montre le champ de température dans la maquette obtenu par les mesures des capteurs lors la cinquième série d'essais. Des températures très élevées sont remarquées dans la partie haute de la maquette. Ce phénomène est présent dans tous les essais effectués, et peut être dû à une circulation de l'air chaud entre les différentes briques de l'isolant RI30, ce qui peut causer un échauffement par convection. Cette température élevée s'est manifestée dans le bilan thermique où on observe une grande enthalpie au niveau de la première rangée d'isolant par rapport à l'enthalpie stockée dans le cœur (Figure 4.26).

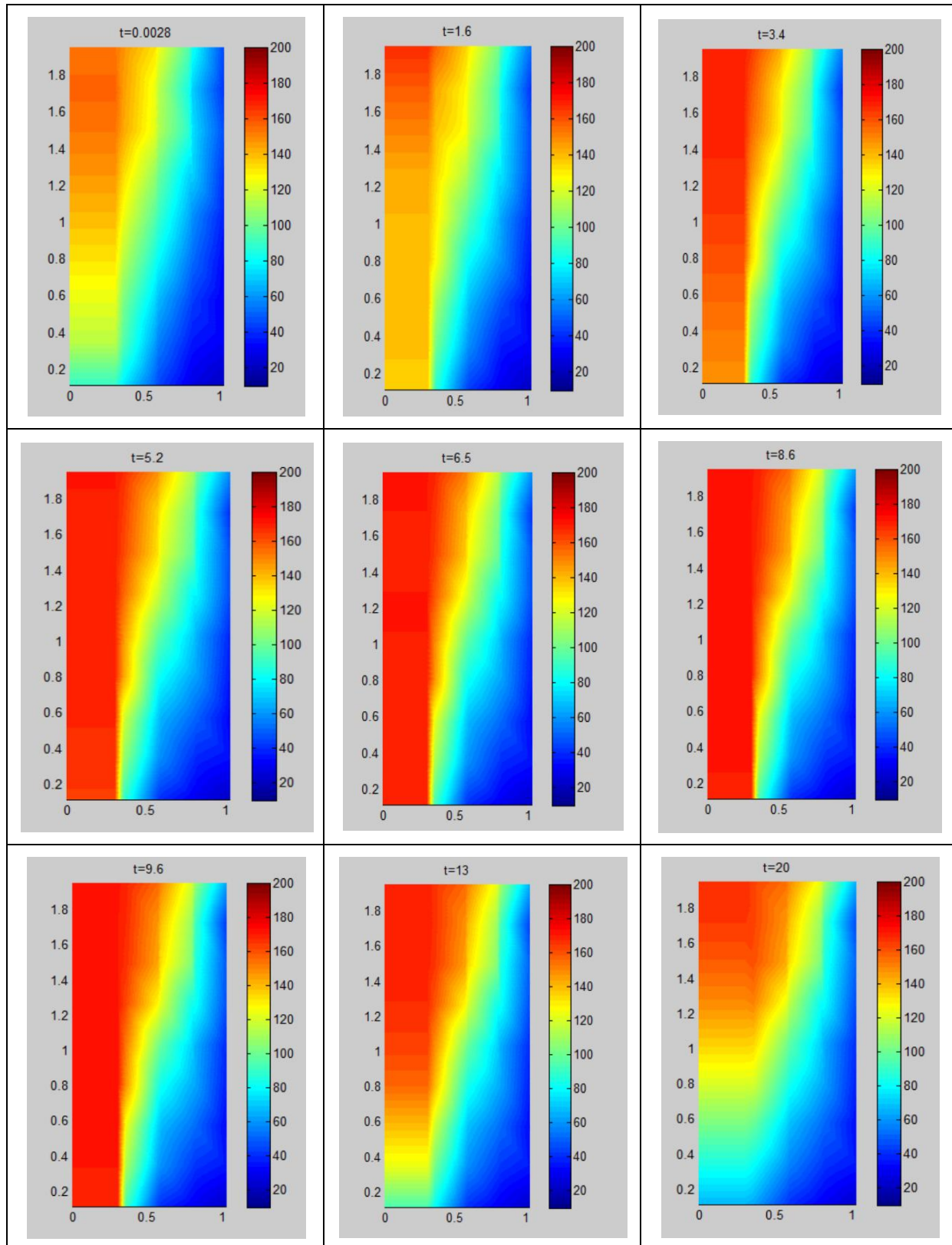


Figure 4.25: Température en fonction du temps et l'espace pour la cinquième série d'essais (en abscisse on donne en m le rayon à partir du centre de l'enceinte et en ordonnée, la hauteur)

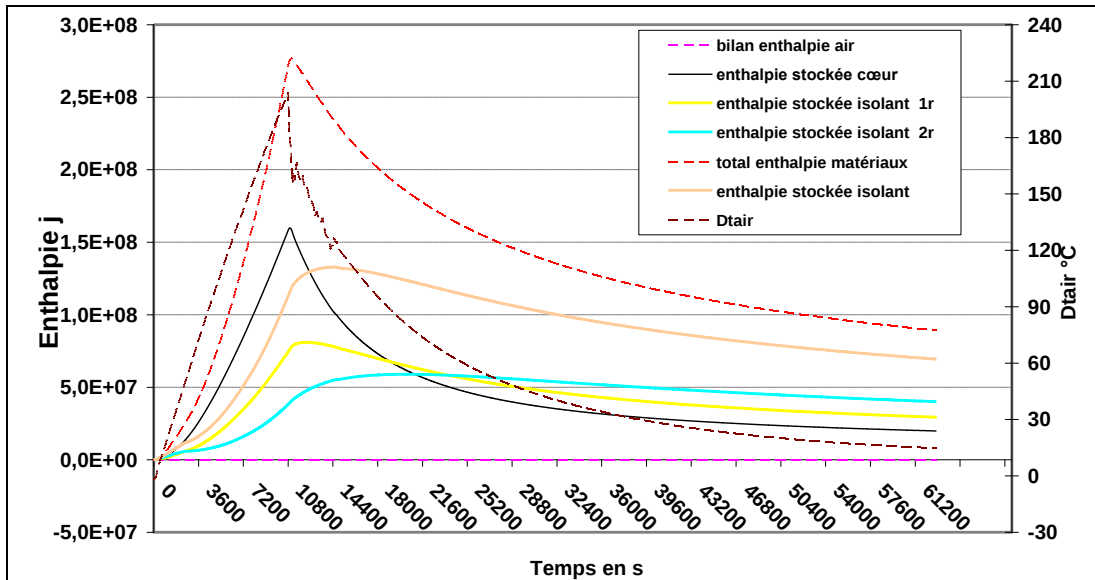


Figure 4.26 : Bilan d'enthalpie de la cinquième série d'essais (CEA/LITEN).

Les essais ont mis également en évidence un gradient de température suivant la hauteur de la maquette. Ce phénomène est dû vraisemblablement au caractère transitoire de l'expérience qui empêche une homogénéisation de la température dans les céramiques dans tous les essais effectués. En outre, la pression s'homogénéise rapidement avec un faible gradient de 2 mbar suivant la hauteur en raison de la perte de charge. La Figure 4.27 montre, pour la sixième série d'essais, la température dans différents points du prototype, la différence entre la température en haut et la température en bas, la pression et le débit. Le gradient de température entre le haut et le bas du prototype dans cette figure peut atteindre 120°C.

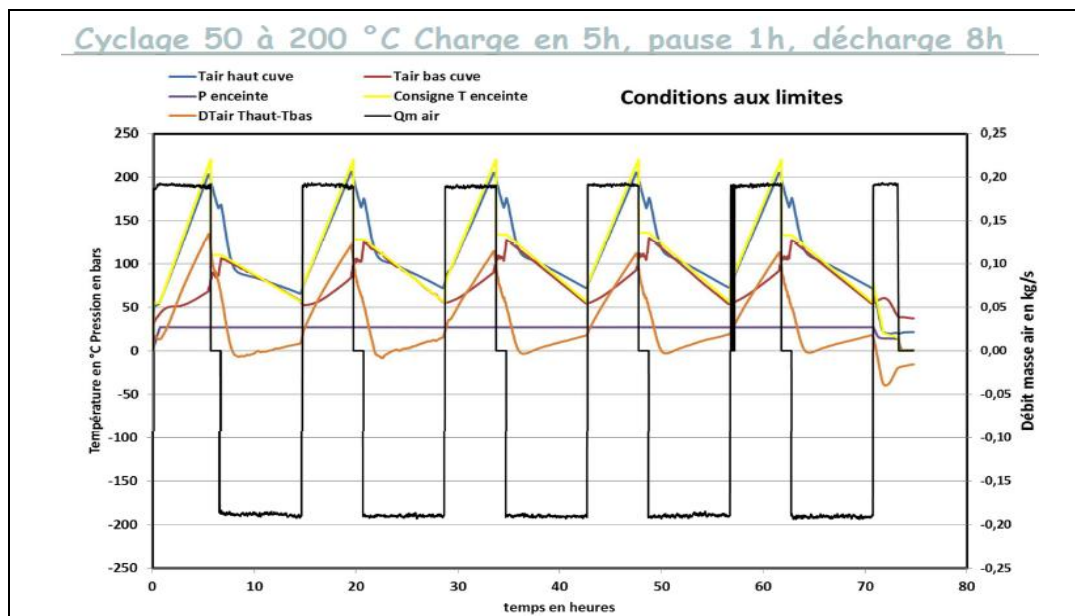


Figure 4.27 : Température dans différents points du prototype, différence entre la température en haut et la température en bas, pression et débit (CEA/LITEN).

Comme souligné ci-dessus, le même essai de cyclage a été effectué en injectant l'air chaud par le bas sans toutefois changer le résultat.

Le dernier phénomène remarqué pendant les essais est relatif aux céramiques qui n'arrivaient pas à stocker la chaleur pendant la phase de pause. Ce comportement résulte certainement de l'hypothèse extrême admise dans l'expérimentation et qui a consisté à conserver les dimensions réelles du revêtement du régénérateur industriel tout en réduisant considérablement le diamètre des céramiques au niveau du prototype (0,7 m par rapport à 18 ou 20 m). Ainsi, la chaleur stockée est rapidement absorbée par l'isolant après la moindre pause.

4.4 Modélisation numérique

Parmi les trois phénomènes qui ont été mis en évidence par les résultats de la campagne d'essais, c'est surtout le phénomène d'échauffement de l'isolant qui nous a le plus interpellés puisqu'il est directement lié au cœur de cette recherche. Afin d'essayer de le comprendre et d'expliquer les mécanismes à son origine, nous avons cherché à mettre en œuvre une modélisation numérique spécifique faisant appel à différentes hypothèses.

La modélisation a consisté à faire des simulations thermo-hydrauliques fortement couplées avec le logiciel d'éléments finis COMSOL. Elle a été réalisée en trois étapes. Dans un premier temps, les briques RI30 ont été assimilées à un milieu continu ayant les mêmes propriétés que le matériau isolant lui-même. Face à la difficulté de reproduire les mesures du prototype, des simulations basées sur l'approche du milieu discontinu ont été conduites en intégrant des joints entre les briques pour rendre compte d'un éventuel écoulement à travers ces éléments. Les résultats obtenus n'étant pas toujours cohérents avec les essais sur le prototype, une nouvelle série de simulations a été relancée avec l'approche du milieu continu, mais avec des hypothèses différentes notamment au niveau des propriétés hydrauliques des matériaux.

Les deux essais qui ont fait l'objet de la modélisation numérique sont ceux qui sont conduits avec la température la plus élevée dans la série 4 (température de 250°C dans les céramiques, pression de 1,3 MPa).

4.4.1 Modélisation avec l'approche du milieu continu

Nous avons utilisé un modèle 2D axisymétrique qui considère les briques isolantes comme un seul matériau continu avec des propriétés équivalentes. Ainsi, dans ce modèle, les écoulements éventuels qui pourraient se produire entre les joints de l'isolant sont négligés. Les propriétés de l'isolant sont fournies par le Tableau 4.4 et le modèle est présenté dans la Figure 4.28. Le chargement en température et en pression appliqué aux parois de l'isolant est présenté en Figure 4.29. Le chargement thermique consiste à imposer la température mesurée aux parois et à appliquer une interpolation linéaire entre les différents points. Un gradient de pression de 2 mbar suivant la hauteur est appliqué aux parois. Un flux thermique nul et un flux hydraulique nul sont appliqués sur les autres frontières du modèle. Il est à noter que ce premier modèle prend en compte tous les éléments d'un prototype pour examiner les écoulements qui pourraient s'y produire.

Tableau 4.4 : Propriétés des matériaux considérés dans le modèle

Propriété	RI30	Béton	Acier	Isolant souple
Perméabilité (m ²)	10 ⁻¹¹	10 ⁻¹⁸	10 ⁻²⁵	10 ⁻⁸
Porosité	0,65	0,15	0,001	0,99
Conductivité thermique (W/m/k)	0,40	1,75	10	0,05
Masse volumique (Kg/m ³)	1159	2300	7800	125
Capacité thermique massique (J/Kg/k)	1100	1100	450	1100

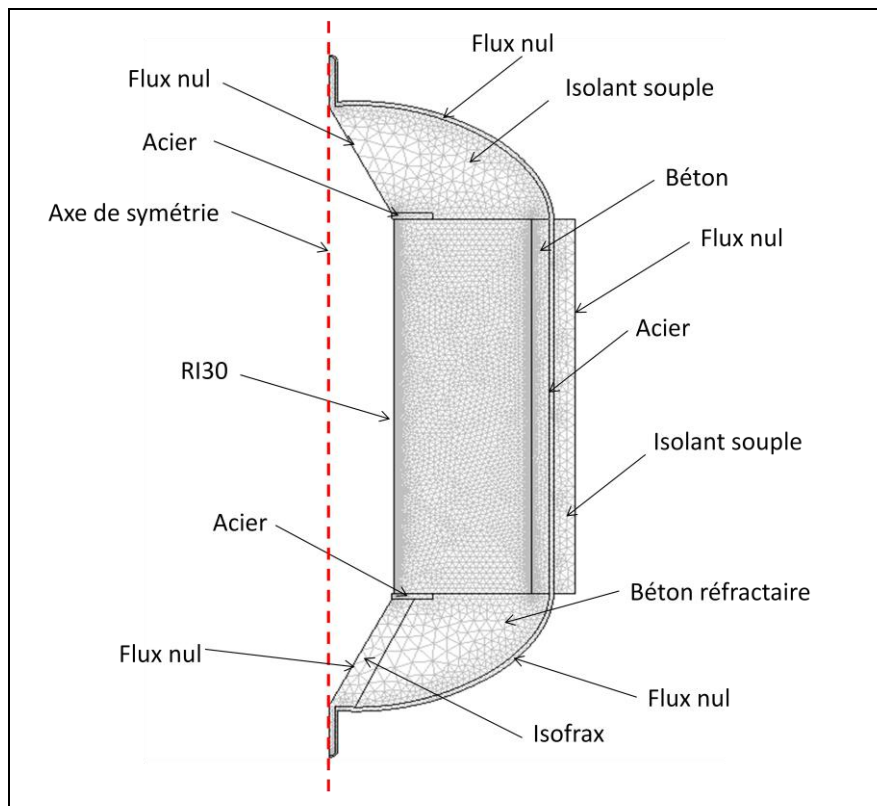


Figure 4.28 : Modèle complet en 2D axisymétrique du prototype

Les calculs numériques effectués avec ce modèle n'arrivent pas à reproduire les résultats des essais sur l'ensemble du prototype. Les résultats sont cohérents dans la partie basse du prototype. Par contre, dans la partie haute, on note une grande différence qui peut atteindre 80°C. La Figure 4.30 montre une comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques.

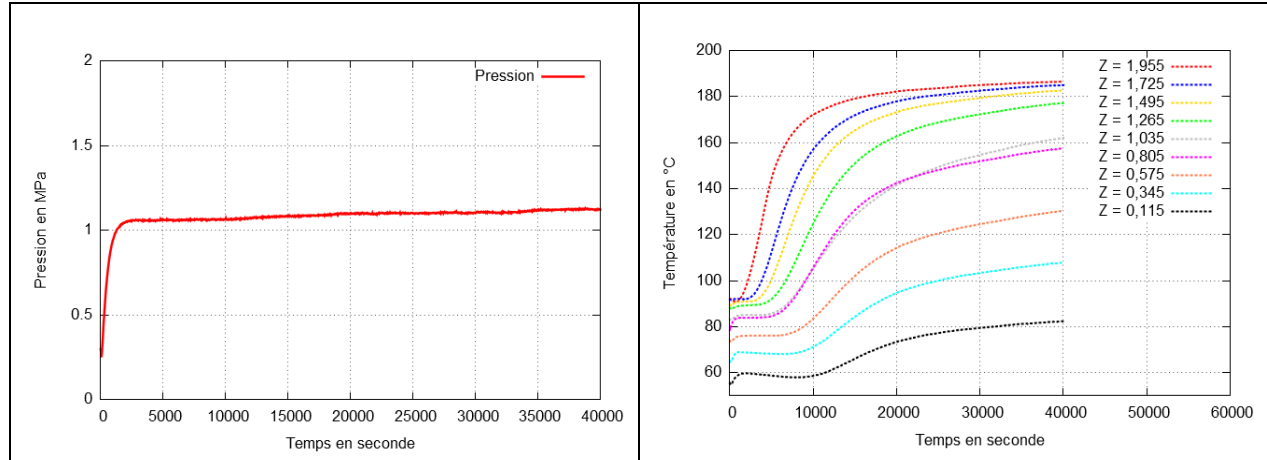


Figure 4.29 : Chargements hydraulique et thermique de l'essai 4 modélisé (premier chargement).

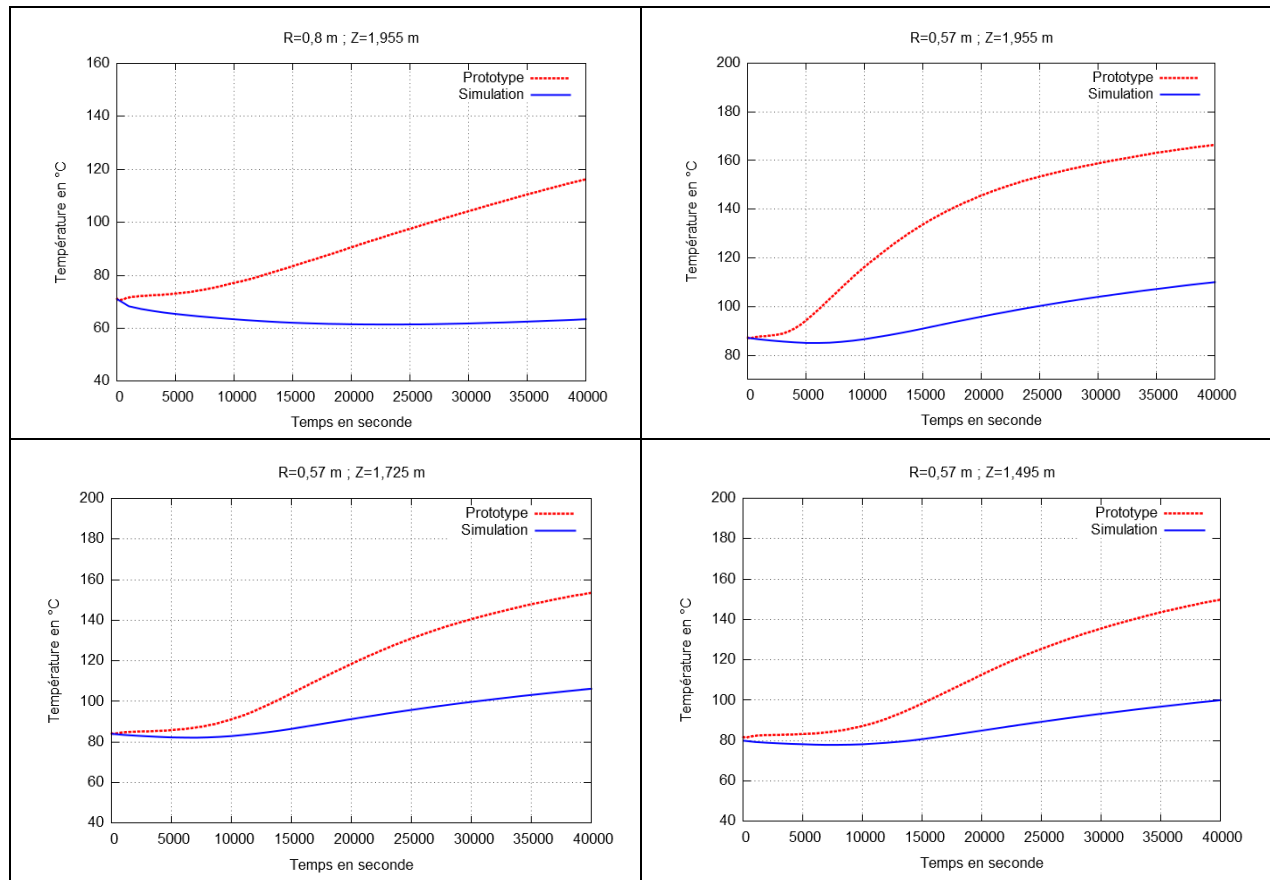


Figure 4.30 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques pour différents points du prototype dans le cas de l'approche continue

4.4.2 Modélisation avec l'approche du milieu discontinu

Un nouveau modèle numérique simulant un éventuel écoulement de l'air dans les joints de l'isolant a été alors développé. Nous avons considéré que le joint peut être modélisé comme un milieu poreux de faible épaisseur (1 mm) et de grande perméabilité. Le maillage de ce type de modèle est un peu

délicat parce que l'utilisation d'éléments triangulaires conduit à un grand nombre de nœuds (> 300000) à cause de la très faible épaisseur des joints, ce qui augmente énormément le temps de calcul. Ce problème a été résolu en utilisant un maillage rectangulaire dans les joints et triangulaire dans l'isolant, ce qui a permis de réduire le nombre de nœuds à 100000. La Figure 4.31 montre les détails des 2 maillages au niveau de l'intersection de deux joints.

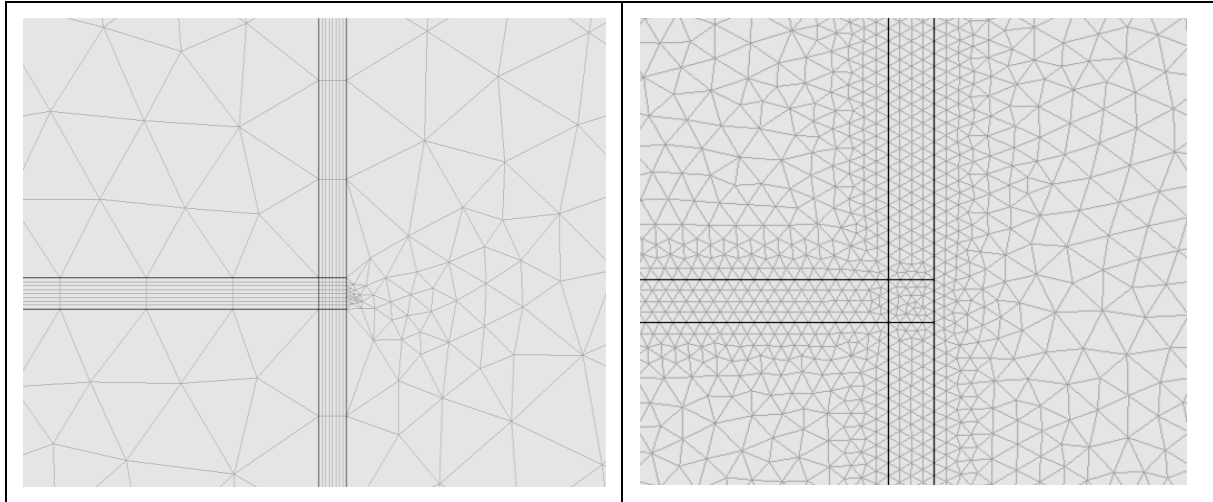


Figure 4.31 : Comparaison des maillages rectangulaire (à gauche) et triangulaire (à droite) des joints.

Le réseau de joints est considéré formé par un seul matériau avec une perméabilité plus grande que celle de l'isolant (10^{-8} m^2) et une porosité de 0,99 (matériau très poreux). Cette modélisation a causé un problème numérique en raison de la variation brusque de la perméabilité et de la porosité entre le joint et le matériau ainsi que la très faible épaisseur du joint. Pour pallier ce problème, nous avons considéré que la perméabilité et la porosité sont exprimées en fonction de l'espace dans le but d'avoir une transition linéaire de ces variables entre l'isolant et le joint comme le montre la Figure 4.32. Ainsi, le calcul ne présente plus de problèmes de stabilité numérique.

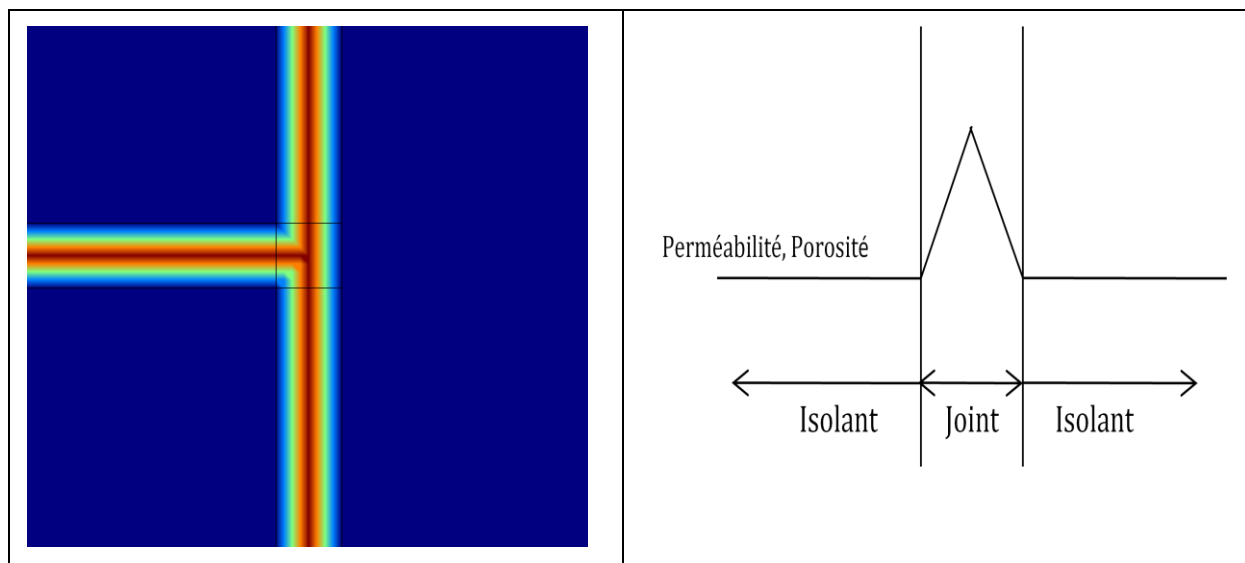


Figure 4.32 : Perméabilité et porosité dans les joints.

Les résultats de la modélisation mettent en évidence la présence d'un écoulement d'air au niveau des joints comme le montre la Figure 4.33. La vitesse maximale est au centre du joint où la perméabilité est la plus grande. Cependant, cet écoulement reste insuffisant pour reproduire le comportement obtenu expérimentalement.

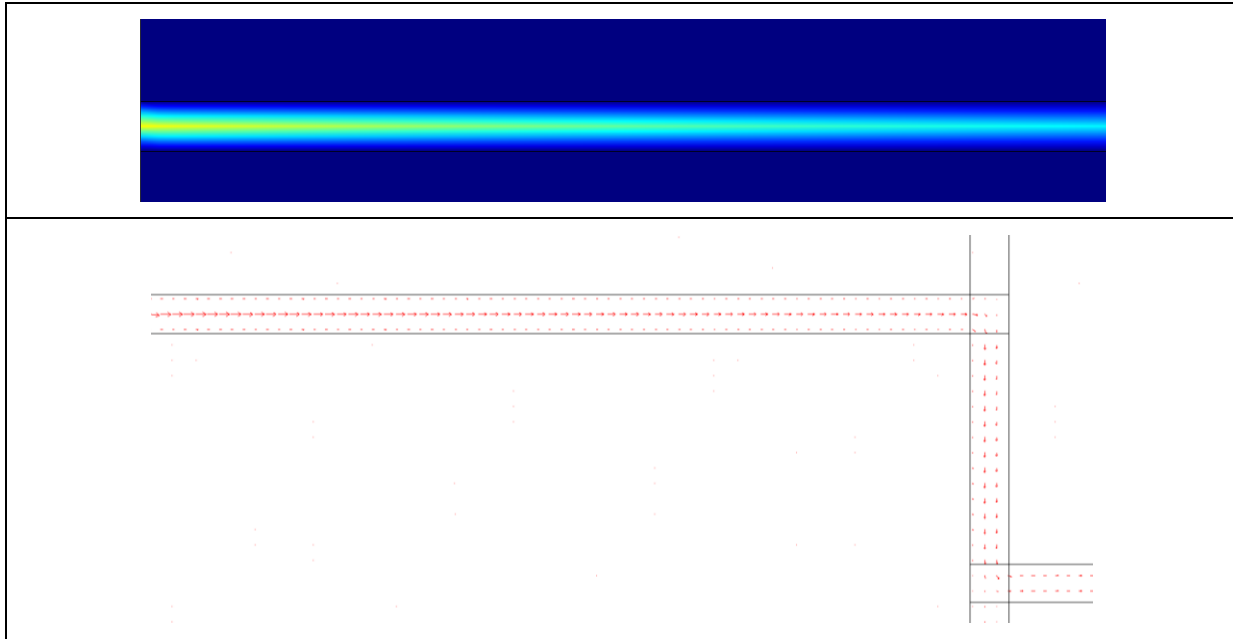


Figure 4.33 : Champ de vitesse dans les joints.

4.4.3 Influence de la perméabilité, du gradient de pression et de la viscosité

Les résultats présentés ci-dessus montrent une différence entre les simulations numériques et les mesures des essais. L'hypothèse d'un écoulement entre les joints qui serait à l'origine de l'échauffement de la partie haute du prototype n'est pas validée par le modèle numérique. Par ailleurs, lors du démontage du revêtement du prototype, nous n'avons observé aucun endommagement de l'isolant ni d'ouverture flagrante des joints séparant les briques (ouverture maximale constatée de l'ordre de 3 mm) qui pourrait modifier le régime d'écoulement dans le revêtement.

Ainsi, la seule hypothèse encore plausible pour expliquer les phénomènes observés est l'existence d'un écoulement dans l'isolant avec une vitesse significative. En effet, le flux de chaleur convectif est très influencé par la vitesse de l'air dans l'isolant, plus cette vitesse est grande plus ce flux est important. Les écoulements calculés au niveau des joints avec l'approche du milieu discontinu sont faibles et ne sont pas suffisants pour justifier les très hautes températures mesurées par les capteurs placés à 1 cm de profondeur dans les briques.

D'après la loi de Darcy décrite dans le chapitre 3, la vitesse d'écoulement est proportionnelle à la fois à la perméabilité et au gradient de pression et inversement proportionnelle à la viscosité dynamique de l'air. Dans la première simulation conduite avec l'approche du milieu continu, nous avons retenu la valeur de la perméabilité de l'isolant RI30 mesurée en laboratoire (10^{-11} m^2) et nous avons analysé les effets du gradient de pression et du mouvement induit par la gravité.

Par la suite, nous allons conduire une étude paramétrique pour étudier l'influence de la perméabilité de l'isolant et du gradient de pression qui est appliqué à sa paroi et de la viscosité dynamique de l'air.

4.4.3.1 Influence de la perméabilité sur le champ de température

Nous avons conduit 4 calculs avec 4 perméabilités différentes de l'isolant pour étudier l'effet de la perméabilité sur le champ de température dans le prototype. Les valeurs des perméabilités étudiées sont (en m^2): 10^{-11} , $5 \cdot 10^{-11}$, 10^{-10} et $5 \cdot 10^{-10}$. Le gradient de pression appliqué sur les parois est de 2 mbar et la viscosité de l'air est de $2 \cdot 10^{-5}$ Pa.s. La Figure 4.34 montre une comparaison entre les mesures du prototype et les résultats numériques obtenus. On remarque bien que plus la perméabilité est importante, plus la température est élevée (flux convectif). En effet, pour une perméabilité de l'isolant de $5 \cdot 10^{-10} \text{ m}^2$, on observe des températures beaucoup plus élevées que celles mesurées dans le prototype et pour une perméabilité de 10^{-11} m^2 , les températures sont largement plus faibles. D'après les résultats, on constate que pour une perméabilité de 10^{-10} m^2 , on obtient les températures les plus proches des résultats expérimentaux.

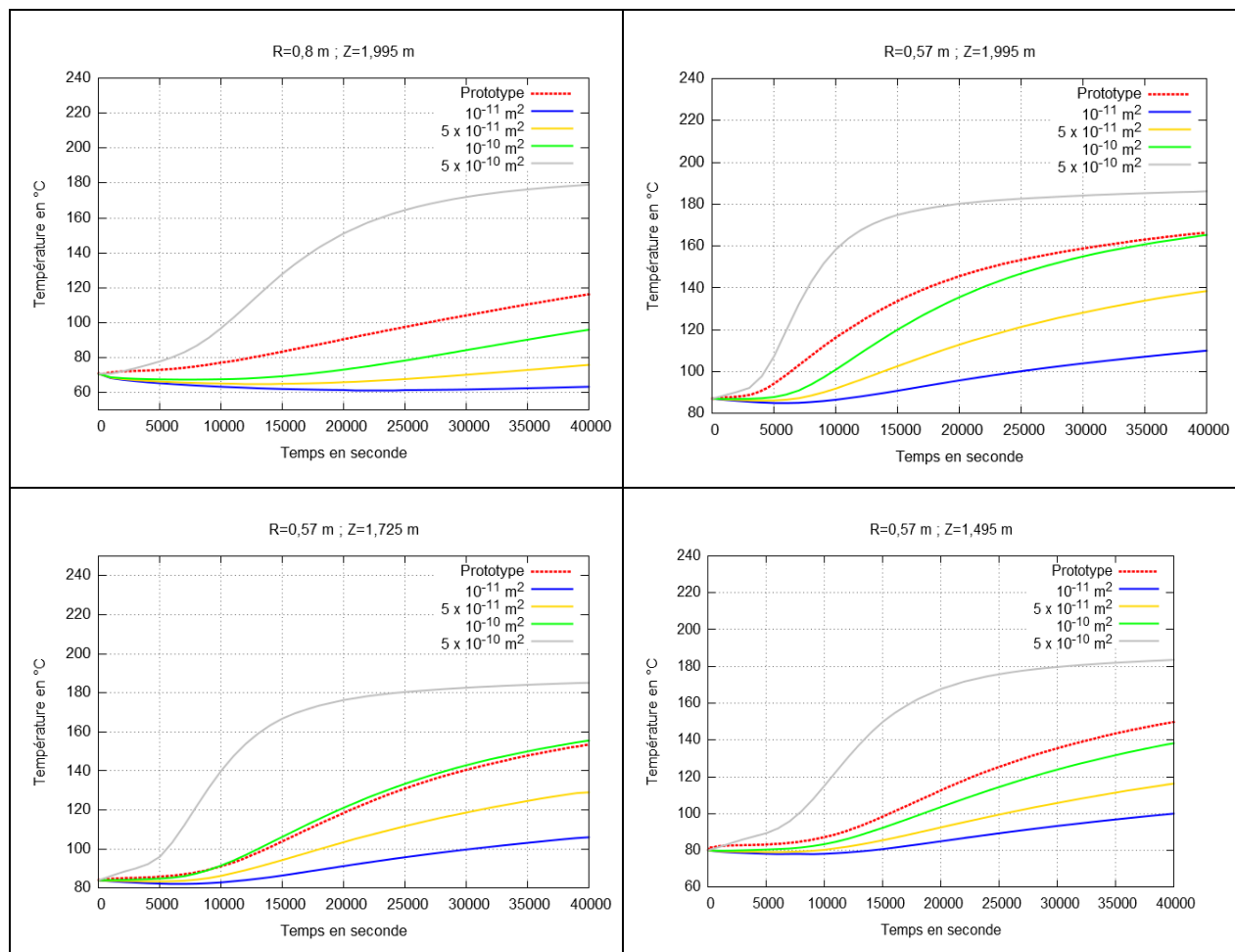


Figure 4.34 : Comparaison des résultats expérimentaux avec les résultats numériques pour différents valeurs de perméabilité de l'isolant.

4.4.3.2 Influence du gradient de pression sur le champ de température

De même que pour la perméabilité, nous avons effectué 4 calculs avec 4 valeurs différentes du gradient de pression appliqué sur la paroi. Les gradients sont (en mbar) : 0, 2, 4, 10 et 20. La perméabilité de l'isolant est de 10^{-11} m^2 et la viscosité dynamique de l'air est de $2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.s}$. Les résultats montrent que plus le gradient de pression suivant la hauteur est grand, plus le phénomène de convection est important. Ainsi, pour un gradient de pression nul, les résultats numériques sont très éloignés des résultats expérimentaux. Nous constatons que pour un gradient de pression de 20 mbar, les résultats de la simulation sont proches des résultats expérimentaux. D'après la loi de Darcy, ces résultats sont attendus ; en effet, nous avons multiplié le gradient de pression par 10, ceci revient à multiplier les vitesses par 10. On a observé le même effet dans le paragraphe précédent lorsqu'on a multiplié la perméabilité par 10, et donc les vitesses par le même coefficient.

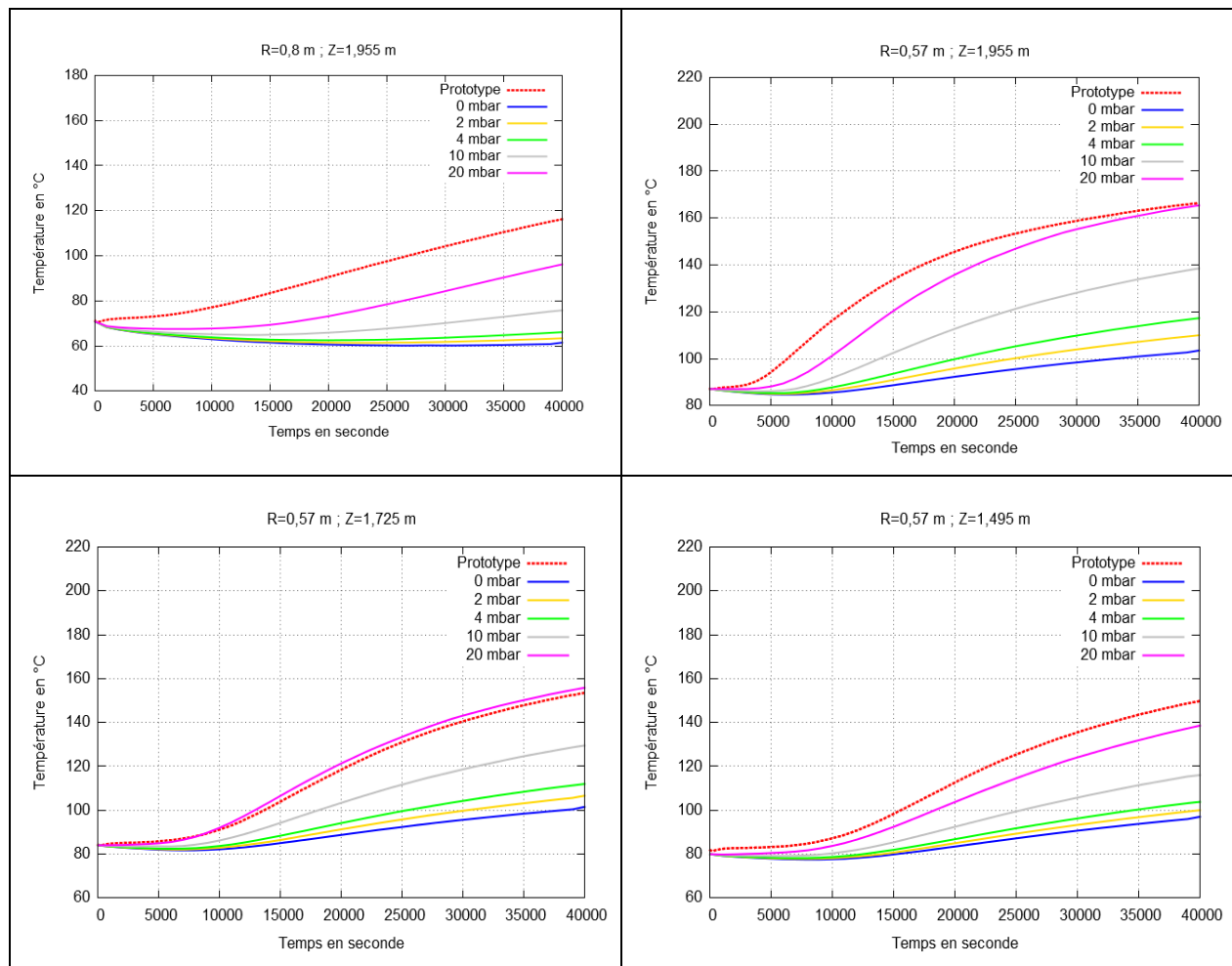


Figure 4.35 : Comparaison des résultats expérimentaux avec les résultats numériques pour différents valeurs du gradient de pression appliqués à la paroi de l'isolant

4.4.3.3 Influence de la viscosité dynamique de l'air sec sur le champ de température

Comme pour la perméabilité et pour le gradient de pression, nous avons effectué une étude paramétrique pour évaluer l'influence de la viscosité de l'air sec sur le champ de température dans le

prototype. Les 4 valeurs de viscosité étudiées sont (en Pa.s): 2.10^{-5} , $2,5.10^{-5}$, 3.10^{-5} et $3,5.10^{-5}$. La perméabilité de l'isolant est de 10^{-11} m^2 et le gradient de pression est de 2 mbar. Les résultats de la Figure 4.36 montrent que la viscosité dynamique de l'air influence très peu le champ de température dans le prototype. Les résultats obtenus sont différents des mesures expérimentales à cause de la perméabilité de l'isolant égale à 10^{-11} m^2 .

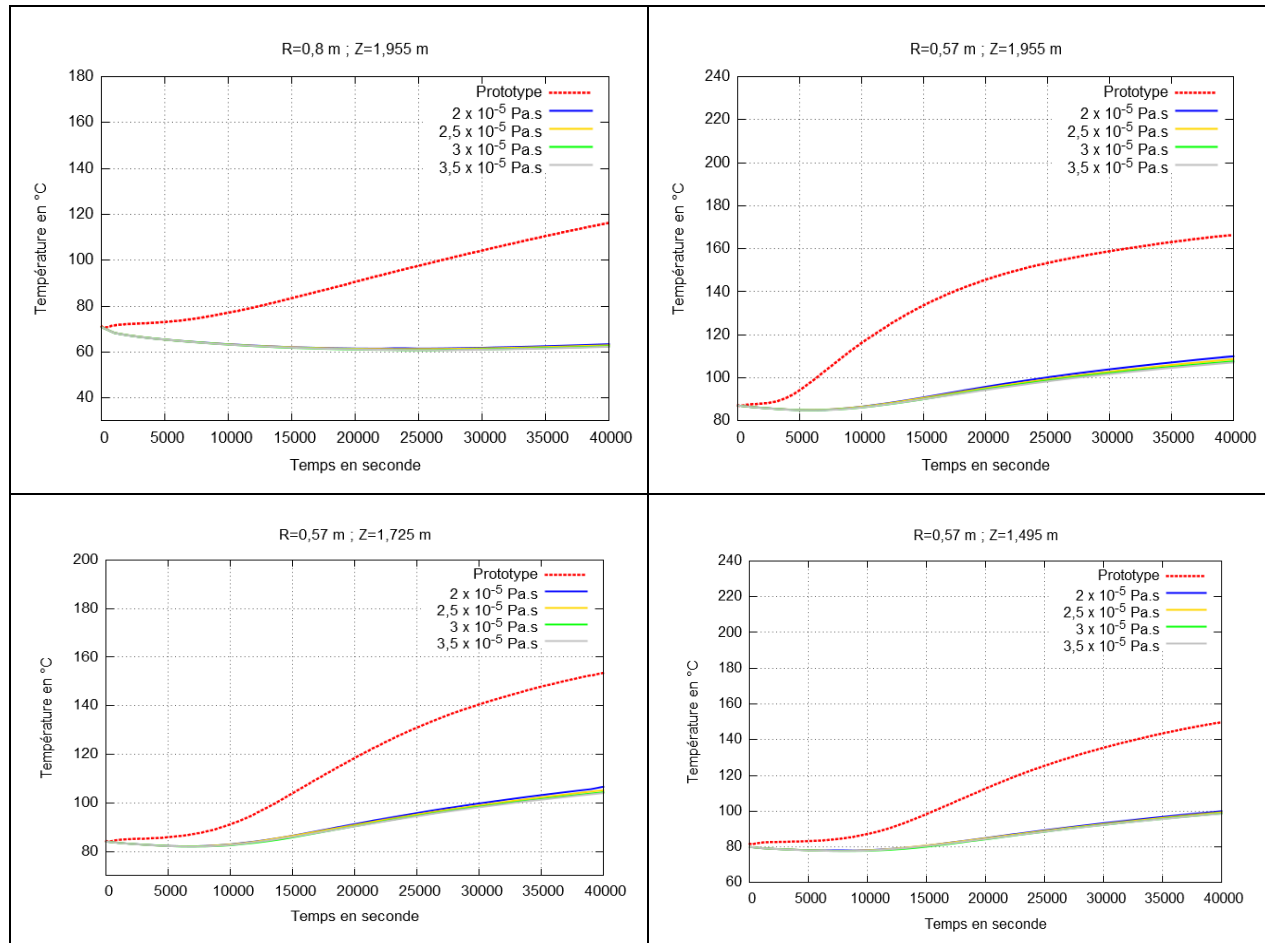


Figure 4.36 : Comparaison des résultats expérimentaux avec les résultats numériques pour différents valeurs de viscosité de l'air

4.4.3.4 Conclusion de l'étude paramétrique

L'étude paramétrique menée pour étudier l'effet de la perméabilité de l'isolant, du gradient de pression appliqué à la paroi de l'isolant et de la viscosité de l'air sur le champ de température dans le prototype a montré que le champ de température est influencé par la perméabilité et par le gradient de pression. Ainsi, une multiplication par dix de ces 2 paramètres peut changer significativement le champ de température dans le prototype. D'un autre côté, la viscosité de l'air n'a pas une marge d'influence importante.

Dans le chapitre 2, nous avons vu que les mesures de perméabilité sur le RI30 étaient difficiles et imprécises à cause de la grande rugosité et la grande porosité de ce matériau. Une multiplication de la perméabilité obtenue dans le chapitre 2 par dix semble admissible. Le gradient de pression mesuré

dans l'enceinte varie entre 1 et 4 mbar. Dans la suite nous allons considérer donc que la perméabilité de l'isolant est de 10^{-10} m^2 et que le gradient de pression appliqué aux parois est de 2 mbar et nous allons comparer les résultats numériques obtenus et expérimentaux.

4.4.4 Validation de la modélisation numérique par l'approche continue

On étudie dans ce qui suit les résultats de deux essais particuliers de la série 4 où de fortes températures ont été atteintes. Le premier chargement est décrit dans la Figure 4.29 et le deuxième est présenté dans la Figure 4.37.

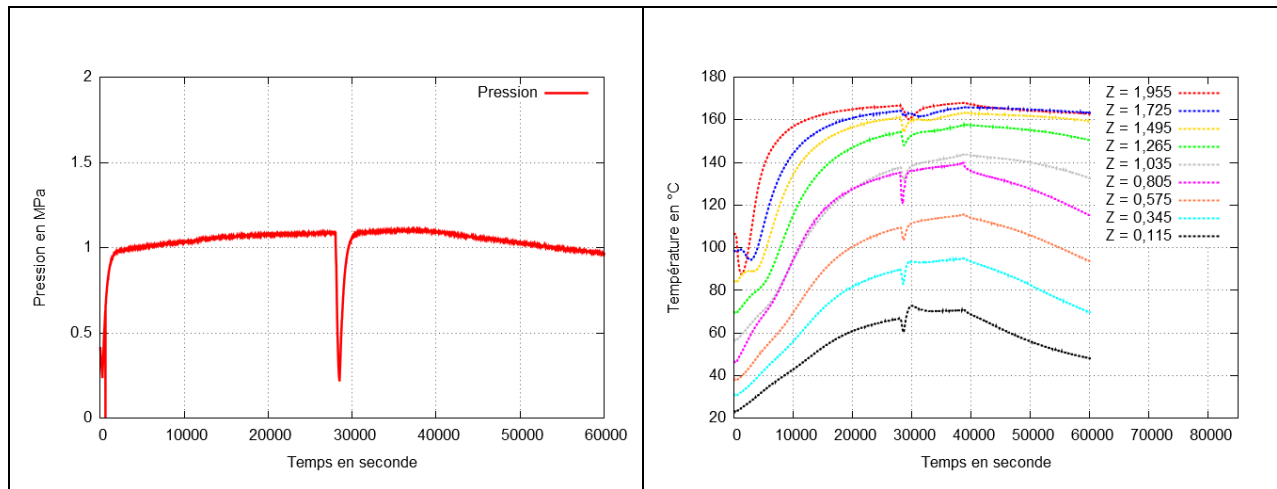
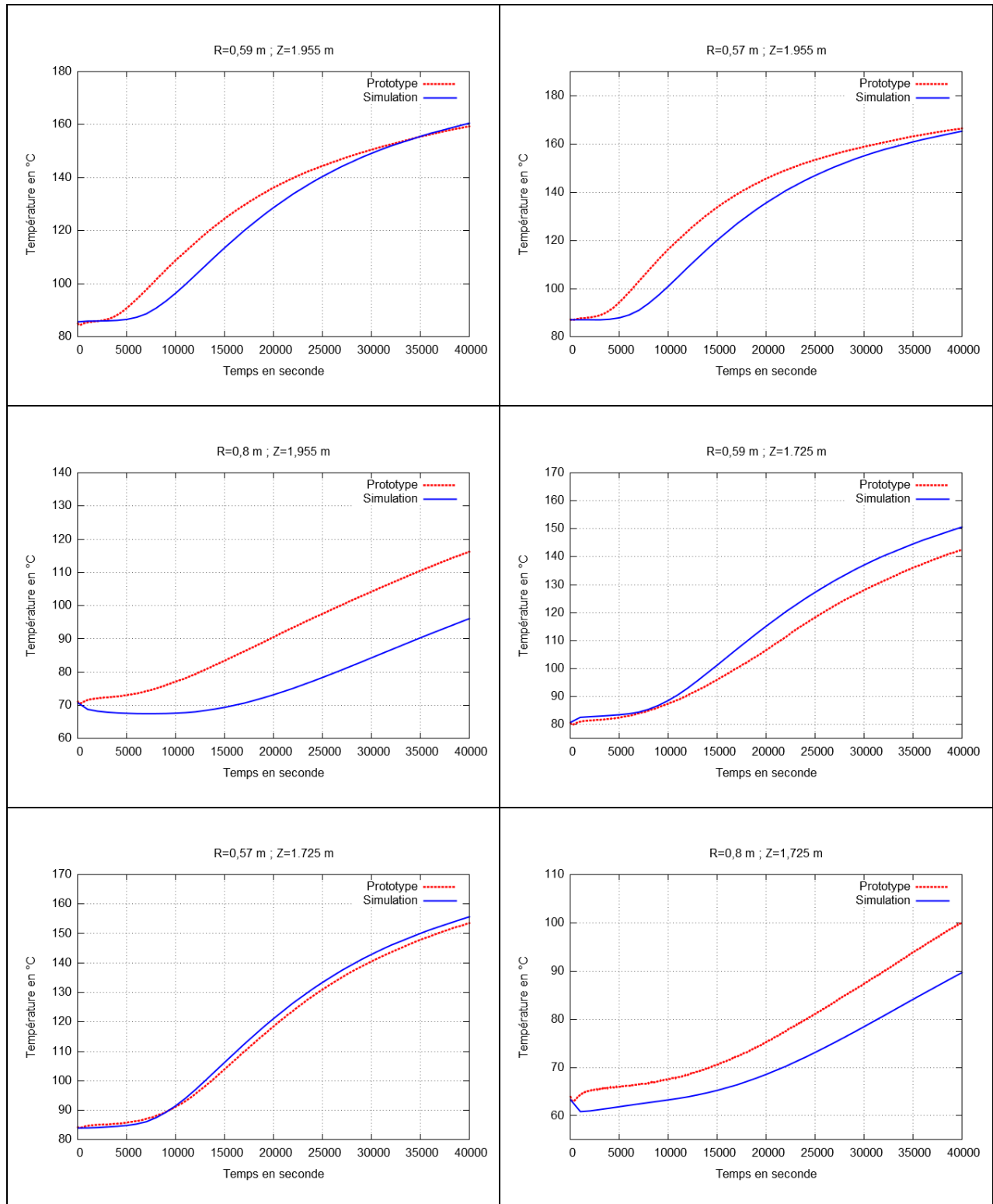


Figure 4.37: Chargements hydraulique et thermique de l'essai 4 modélisé (2^{ème} chargement).

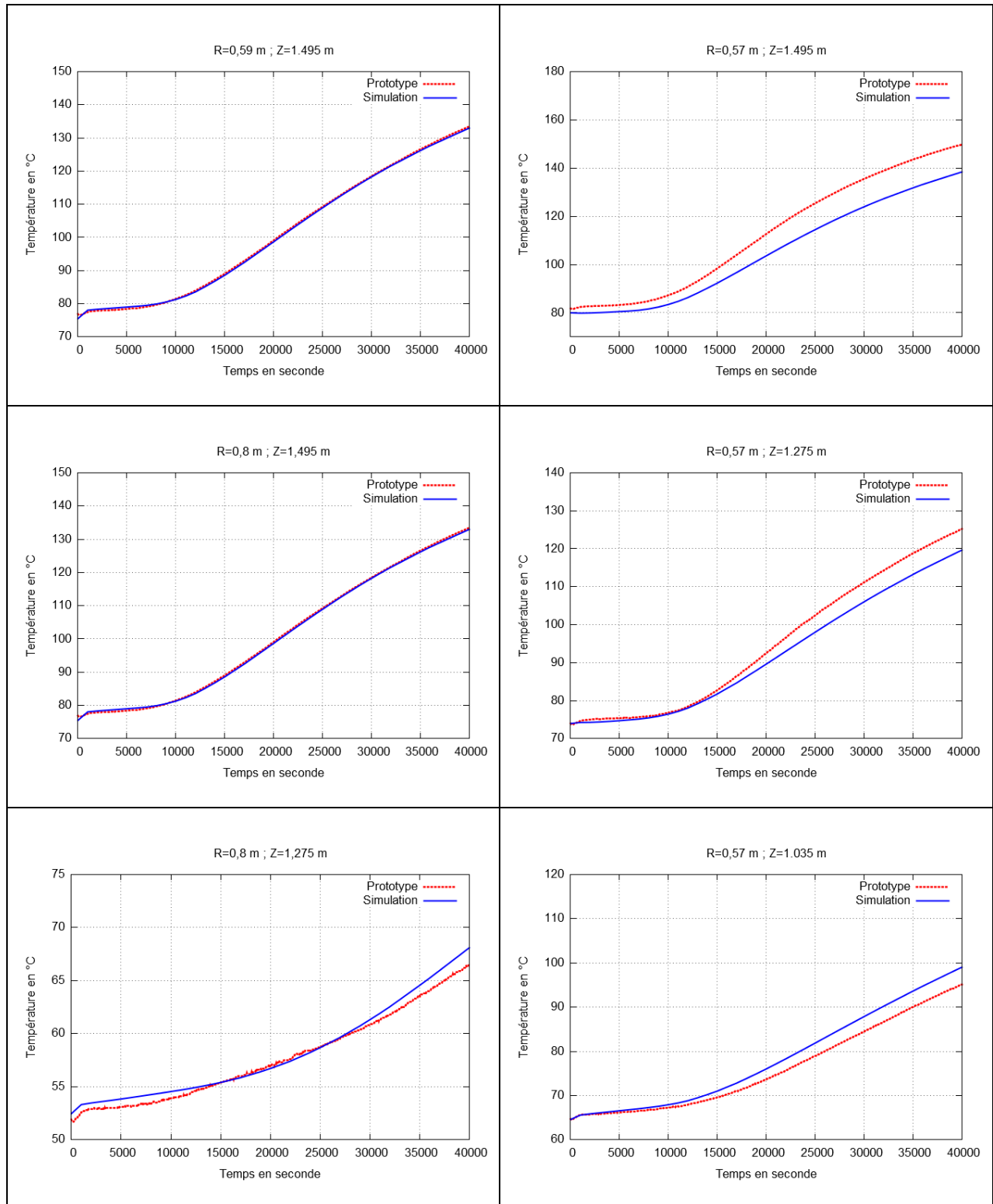
Les résultats du premier chargement de la série d'essais sont présentés dans la Figure 4.38. La différence relative entre les mesures expérimentales et les résultats des calculs varie entre 1 et 10 % dans la plupart des cas et atteint un maximum de 16 % dans certains cas comme pour le point de coordonnées (0,8 ; 1,955). Les points qui présentent un écart relatif supérieur à 10 % sont majoritairement situés sur des rayons supérieurs à 0,8m et à des hauteurs supérieures à 1,5 m. La Figure 4.40 montre la carte de température à l'instant $t = 40000$ secondes pour le premier chargement, les fortes températures sont bien visibles en haut du prototype.

Concernant le deuxième chargement, nous observons une chute rapide de la pression de 1,1 MPa jusqu'à 0,25 MPa entre les instants $t = 28000$ secondes et $t = 29500$ secondes. Cette chute de pression entraîne une diminution des vitesses et donc une diminution du flux convectif, ce qui fait diminuer la température dans le prototype. La Figure 4.39 montre une comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques pour le deuxième chargement de la série 4. Cette comparaison permet de déduire qu'il existe un très bon accord entre les résultats numériques et les mesures expérimentales pour les points situés dans la première rangée de l'isolant ($R=0,57$ m et $R=0,59$ m). Des écarts relatifs qui peuvent atteindre 15% sont obtenus pour quelques points situés dans la deuxième rangée de l'isolant ($R=0,8$ m et $R=0,82$ m).

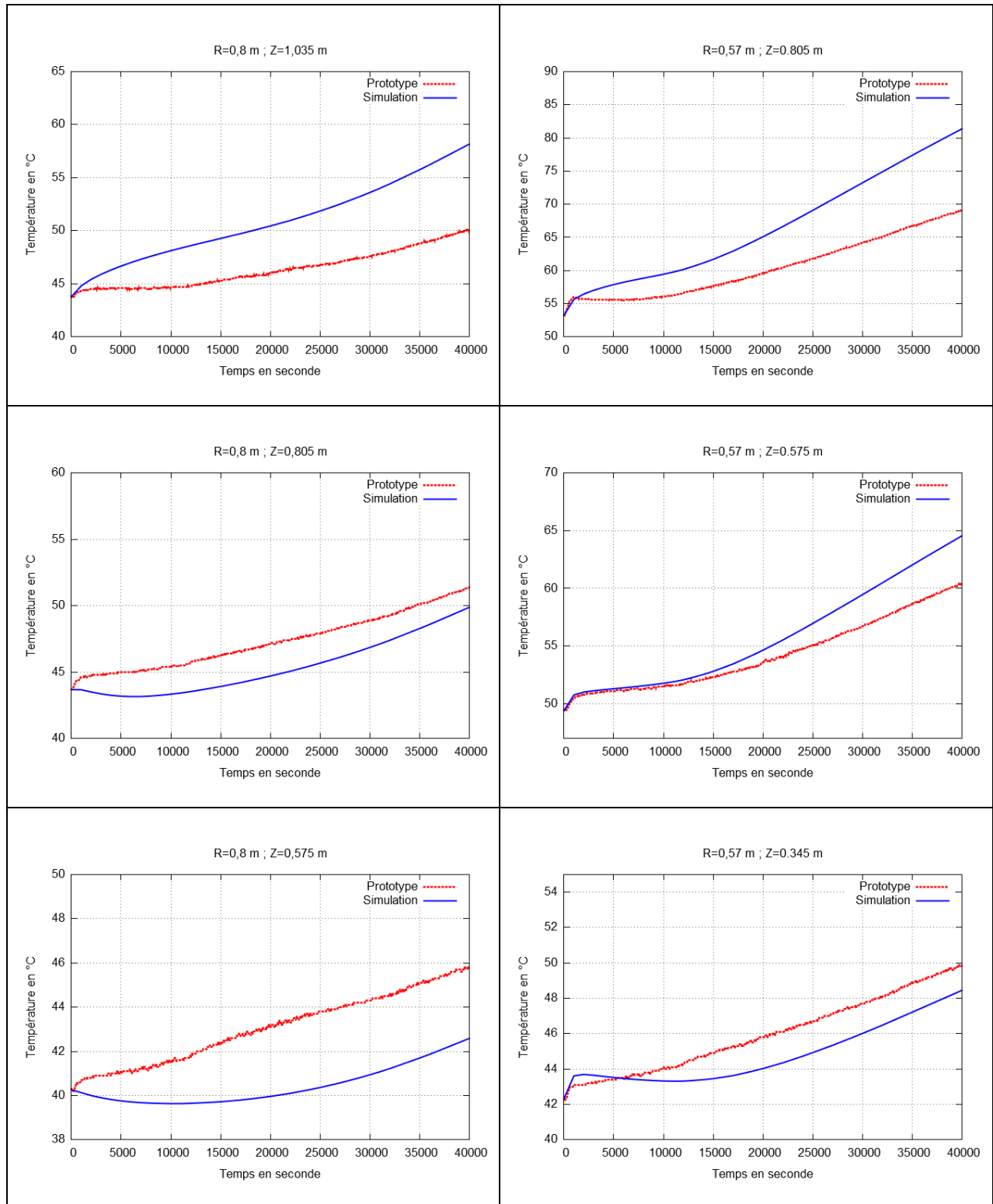
Prototype d'un régénérateur



Prototype d'un régénérateur



Prototype d'un régénérateur



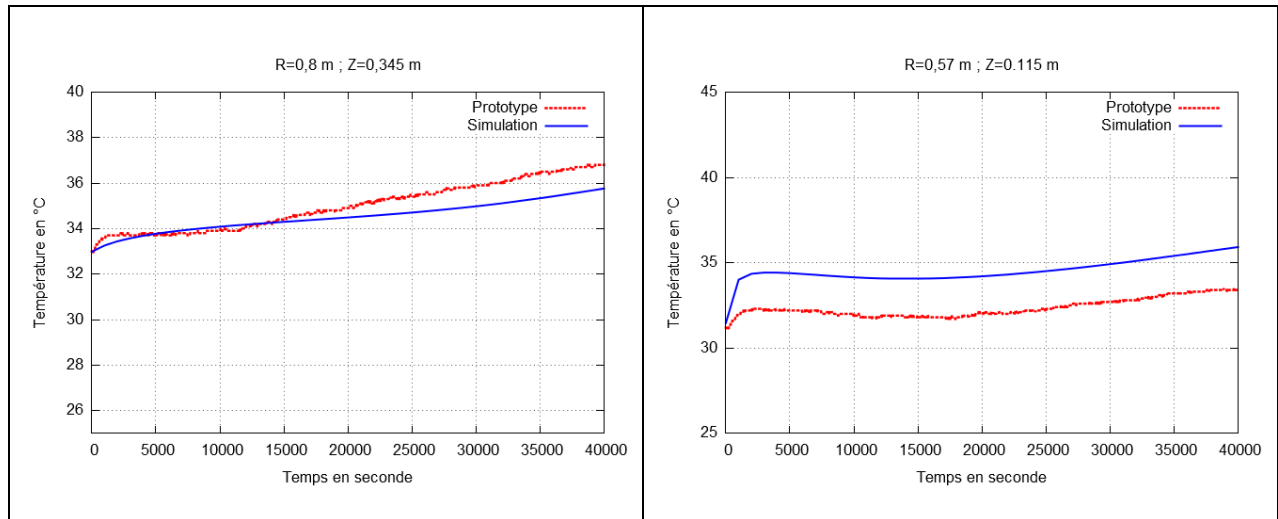
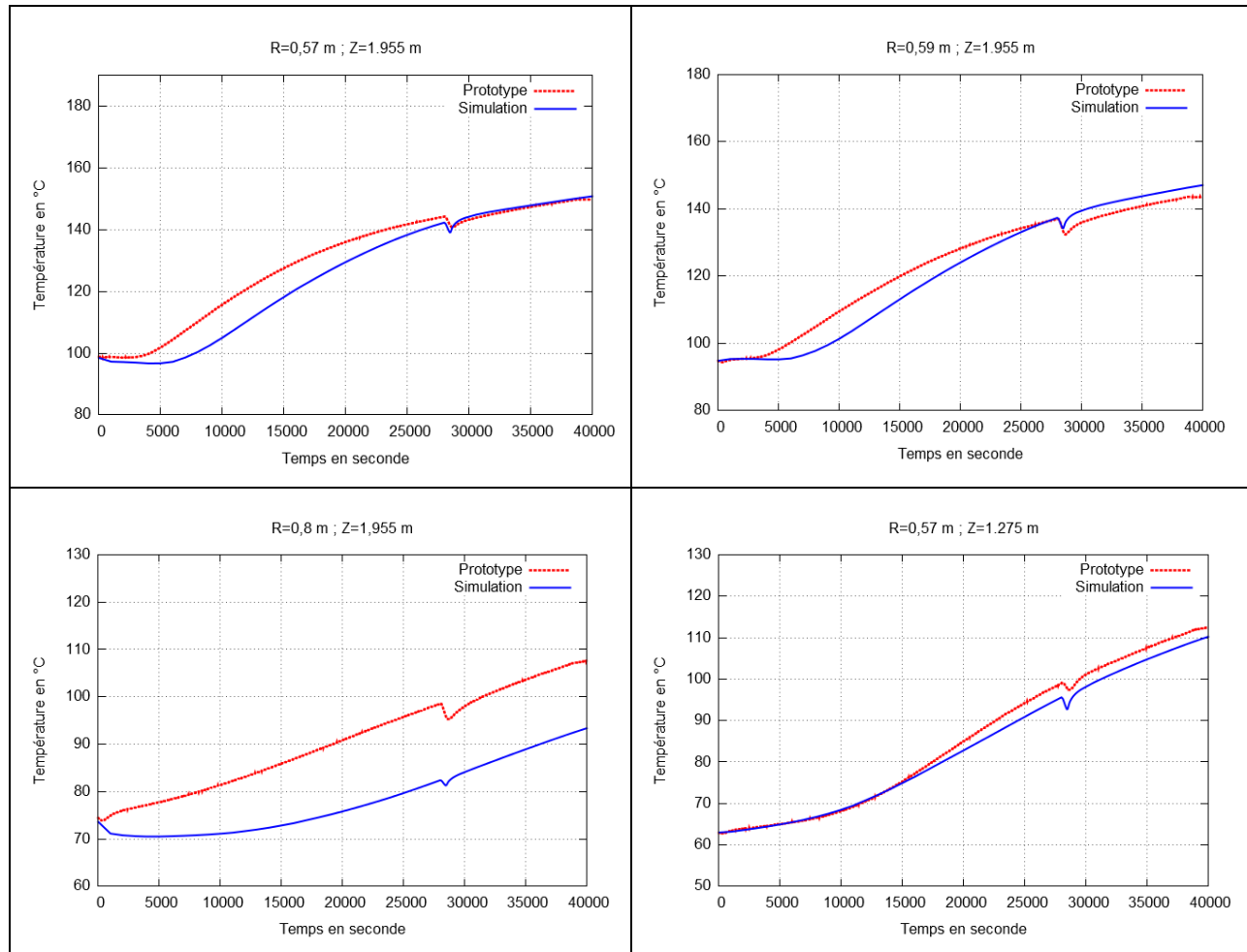


Figure 4.38 : comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats des simulations pour le premier chargement



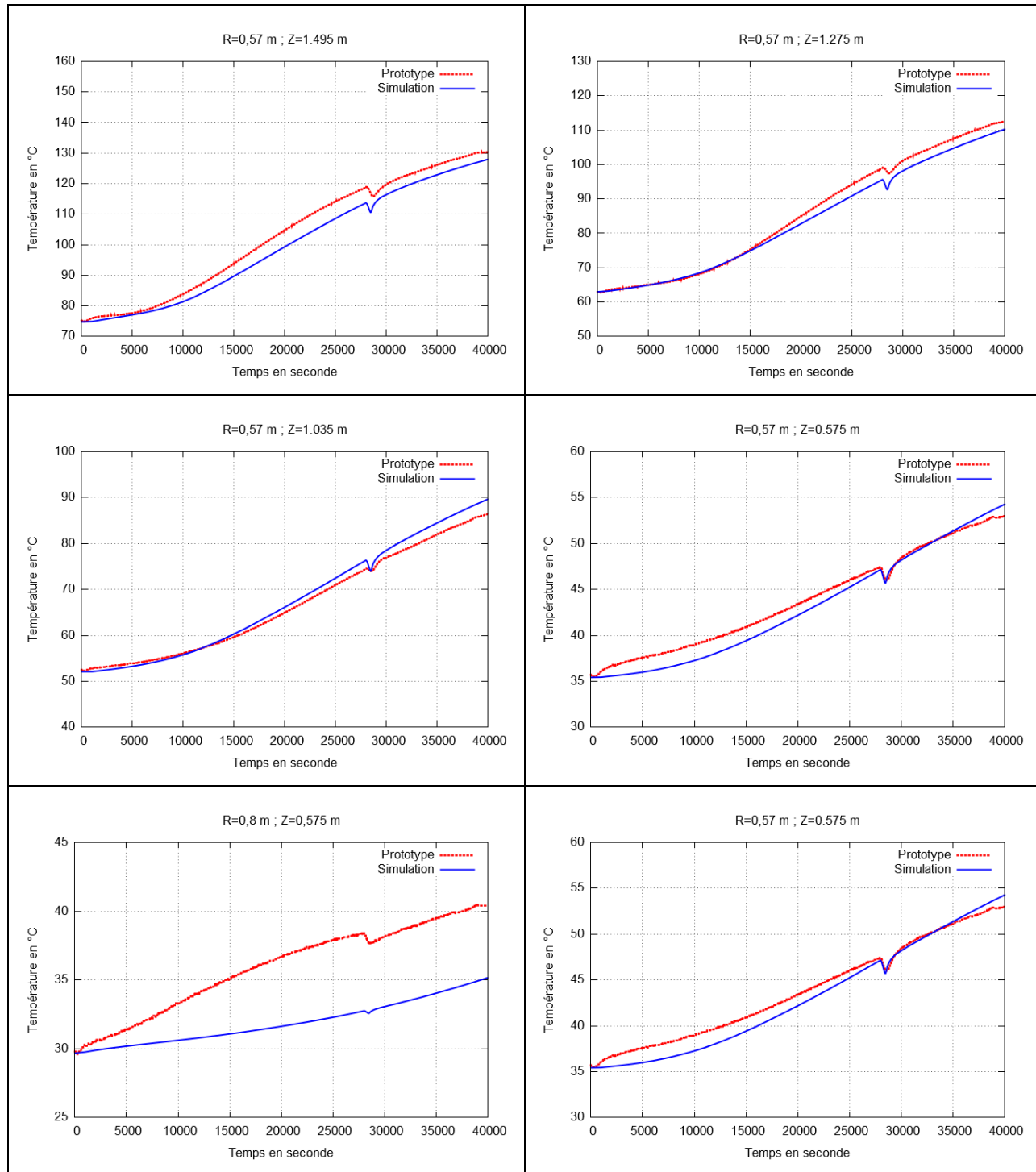


Figure 4.39 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats des simulations pour le deuxième chargement.

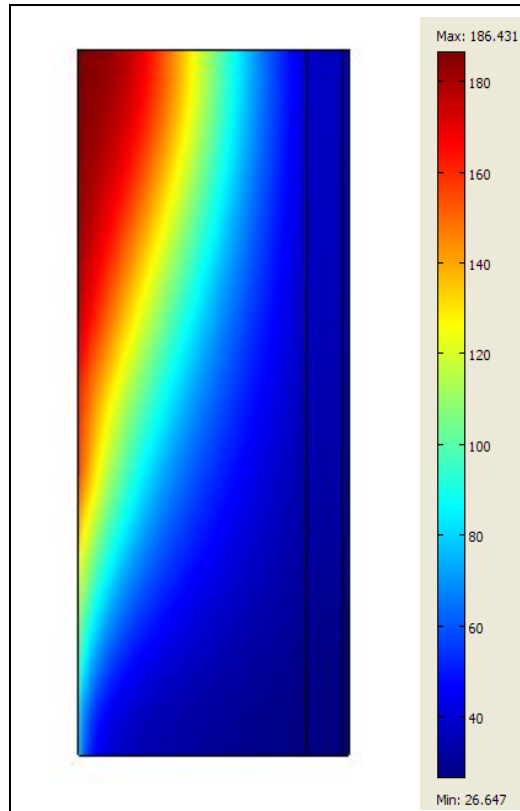


Figure 4.40 : Carte de température dans le prototype à $t = 40000$ seconde obtenue avec une perméabilité de l'isolant de 10^{-10} m^2 et un gradient de pression de 2 mbar.

Il est très difficile de caler les résultats numériques et les résultats expérimentaux pour tous les points du prototype pour les raisons suivantes :

- 1- L'incertitude sur la perméabilité de l'isolant à cause de sa forte rugosité et de sa forte porosité; ceci rend les mesures en laboratoire de cette propriété très difficiles.
- 2- L'incertitude sur la valeur du gradient de pression existant entre la pression de l'air à l'entrée et la pression de l'air à la sortie du prototype.
- 3- L'incertitude sur le chargement thermique appliqué aux parois, qui est dans notre cas une approximation de la réalité puisqu'on considère une interpolation linéaire entre les différentes mesures des capteurs, ce qui n'est pas nécessairement le cas.

Outre les phénomènes de convection décrits ci-dessus liés à la forte perméabilité de l'isolant de base envisagé pour le revêtement du TES (RI30) ainsi qu'au cyclage rapide en pression et en température, la tenue mécanique à haute température, comme cela a été signalé dans le chapitre 2, des échantillons de ce matériau, après un cyclage hydrostatique, est plus faible que celle des échantillons intacts. Ce résultat indique qu'un risque d'endommagement du matériau existe, surtout sur le long terme. C'est pour toutes ces raisons que nous considérons que les schémas de revêtement basés sur l'utilisation d'un isolant poreux au contact direct des matériaux actifs présentent des risques importants de convection et de durabilité qui mettent en cause la fonction essentielle requise d'isolation.

4.5 Conclusion

Le dimensionnement du revêtement d'un régénérateur a été réalisé en mettant en œuvre une campagne expérimentale dans le but de caractériser les principaux matériaux susceptibles d'être utilisés (chapitre 2) puis en développant une modélisation numérique couplée permettant de rendre compte des aspects thermique, hydraulique et mécanique du comportement (chapitre 3). Dans ces deux phases d'étude, de nombreuses hypothèses simplificatrices ont été adoptées. Il était donc nécessaire de valider le dimensionnement de ce revêtement et les hypothèses admises avec une expérimentation en laboratoire à échelle réduite avant d'envisager la réalisation d'un site pilote à échelle industrielle. C'est dans cette optique qu'un prototype de régénérateur représentant une paroi réelle a été construit dans le laboratoire du CEA/LITEN à Grenoble.

Le développement du prototype s'est effectué pendant cette thèse et a duré longtemps en raison notamment des normes réglementaires et sécuritaires à respecter. Cet élément constitue une donnée très instructive pour préparer la construction d'un régénérateur industriel.

Dans un souci de sécurité, les premiers essais, traités dans cette thèse, ont été réalisés à des températures faibles ou modérées. L'analyse des résultats de ces essais s'est appuyée essentiellement sur les mesures de température effectuées par des thermocouples placés dans les céramiques et dans l'isolant à différentes positions dans les deux sens horizontal et vertical.

Comme dans toute instrumentation mobilisant un grand nombre de capteurs de mesure travaillant dans des conditions difficiles de pression et de température, certains capteurs ont donné lieu à des mesures aberrantes suite à un dysfonctionnement ou une défaillance. Toutefois, ces mesures ponctuelles ne mettent pas en cause la crédibilité de l'instrumentation et les résultats obtenus.

Les résultats obtenus ont mis en évidence les trois phénomènes suivants : l'échauffement de l'isolant surtout dans la partie supérieure du prototype, la présence d'un fort gradient thermique dans les céramiques le long de la hauteur et enfin la perte de température toujours dans les céramiques après la moindre pause. C'est surtout le premier phénomène qui nous a le plus interpellés dans cette recherche car il met en question le schéma de revêtement préconisé et le rôle d'isolation attendu.

Une première hypothèse pour expliquer les phénomènes observés a consisté à considérer une fuite d'air à travers les joints et la partie supérieure de l'isolant qui cause un échauffement par convection. Un enduit spécial a été mis en place sur la surface supérieure des briques RI30 et du ciment de remplissage a été inséré entre les briques du premier rang. Ce traitement n'a pas conduit à des résultats différents et les trois phénomènes ont persisté. De même, les nombreux essais qui ont suivi et qui ont alterné l'injection de l'air chaud par le haut et par le bas ainsi qu'un chargement monotone et cyclique avec ou sans pause n'ont pas permis de résoudre les problèmes rencontrés. La modélisation numérique thermo-hydraulique du prototype en représentant les briques isolantes par un milieu continu et en leur affectant les propriétés mesurées en laboratoire n'a pas permis non plus de reproduire les résultats des essais et d'expliquer les phénomènes observés.

La seconde hypothèse formulée pour l'interprétation des essais reposait sur une circulation d'air dans les briques isolantes soit à travers les joints séparant ces briques soit à travers des fissures créées par endommagement de leur matériau au cours des différentes expérimentations. L'essai de traçage à l'hélium réalisé dans ce but a confirmé cette hypothèse, mais n'était pas en mesure de préciser si l'origine de la circulation est les joints existants ou une nouvelle fissuration induite. Les observations effectuées ultérieurement lors du démontage du revêtement du prototype après la fin des essais ont permis d'écarter l'hypothèse d'endommagement de l'isolant.

A ce stade, il s'est avéré nécessaire de mettre en œuvre une modélisation qui rend compte de la présence de joints pour essayer de comprendre les phénomènes observés. Un modèle numérique a alors été développé. Dans ce modèle, un joint est considéré comme un milieu poreux caractérisé par une très grande porosité et une très grande perméabilité. Les écoulements mis en évidence entre les briques restent très circonscrits même pour une épaisseur importante des joints, et par voie de conséquence, ce nouveau modèle n'a pu reproduire les résultats des essais.

La mise en place des briques isolantes et les sollicitations thermiques et mécaniques répétitives qu'elles subissent conduisent à une structure très difficile à caractériser d'un point de vue thermo-hydraulique. En particulier, les propriétés hydrauliques du matériau déterminées à l'échelle d'une éprouvette de dimensions réduites et celles des joints évaluées sommairement risquent de ne pas relater la situation réelle du prototype. Ceci nous a amené à effectuer une analyse de sensibilité avec l'approche du milieu continu pour étudier l'influence de la perméabilité du matériau et du gradient de pression et la corrélation qui existe entre ces deux paramètres. Nous avons constaté que pour un isolant de perméabilité dix fois supérieure à la valeur mesurée en laboratoire et un gradient de pression de même ordre de grandeur que la valeur mesurée sur le prototype, nous obtenons des résultats proches des résultats expérimentaux.

Nous retenons de cette analyse que le schéma de revêtement basé sur une structure constituée de briques isolantes poreuses séparées par des joints présente un risque d'étanchéité. Ce risque sera encore plus important dans un régénérateur industriel de grandes dimensions et subissant un cyclage en pression de grande amplitude. L'incertitude sur la durabilité mécanique et chimique de ces briques constitue aussi un facteur supplémentaire défavorable à l'utilisation de ce schéma de revêtement.

Il est donc primordial de prévoir l'étanchéité du système avant de procéder à l'isolation thermique. Ceci pourrait se faire en mettant en place un liner métallique tout de suite au début du revêtement comme cela est prévue pour la cavité LRC. Cependant, la nature du métal constitutif permettant de résister aux fortes températures appliquées et les dispositions constructives à prendre en compte pour lutter contre les dilatations thermiques doivent être soigneusement étudiées.

En ce qui concerne le fort gradient de température relevé dans les céramiques suivant la hauteur, il résulte vraisemblablement du caractère transitoire de l'expérience qui ne permettait pas l'homogénéisation de la température. Quant à la perte de température dans ces céramiques après les phases de pause, elle est due essentiellement à l'écart entre les dimensions dans le prototype de la paroi de revêtement, reproduite à échelle réelle, et la zone active, réduite avec un facteur de l'ordre de 25.

Conclusion générale et perspectives

Dans un système de stockage adiabatique d'air comprimé (AA-CAES), le régénérateur est l'ouvrage qui va subir le plus de contraintes mécaniques, thermiques, chimiques et hydrauliques. En effet, la température au sein de cette structure peut atteindre 600°C, et la pression, 15 MPa. A ce jour, aucune installation de stockage réunissant l'ensemble de ces critères n'a été expérimentée. Dans un stockage souterrain, la roche hôte étant incapable de supporter ces fortes sollicitations, la conception d'un revêtement capable d'encaisser ces contraintes et de limiter les pertes de chaleur et la fuite d'air s'avère donc indispensable.

Les calculs préliminaires effectués en considérant un revêtement similaire à celui utilisé dans les cavités minées de stockage de gaz naturel (liner métallique et béton armé) ont montré que cette solution ne résistait pas aux fortes contraintes thermiques développées dans le régénérateur et qu'il était nécessaire de prévoir en plus un refroidissement actif permettant de protéger la roche hôte et son béton de soutènement ainsi qu'un revêtement spécifique assurant l'isolation thermique.

Trois classes de matériaux peuvent être identifiées dans un AA-CAES en cavités minées revêtues creusées dans une roche compétente de type granitique : les géomatériaux classiques (béton et granite), les matériaux constituant le revêtement (briques isolantes, bétons réfractaires et liner métallique) et enfin l'air humide. Dans le but de caractériser le comportement de ces matériaux à haute température et à haute pression, une étude bibliographique a été menée sur les géomatériaux qui ont fait l'objet de nombreux travaux de recherche. En revanche, pour les matériaux particuliers du revêtement isolant, il a été nécessaire de réaliser dans le cadre de cette thèse une campagne d'essais dédiée en laboratoire. Outre la mesure des propriétés mécaniques, hydrauliques et poroélastiques, cette campagne a eu pour but aussi d'étudier les effets du cyclage et de la température. Compte tenu de la dispersion des résultats obtenus, il est raisonnable d'admettre que le cyclage affecte peu les propriétés des matériaux et que l'effet de la température sur les caractéristiques mécanique reste relativement limité. Les mesures de perméabilité, surtout des matériaux poreux comme les briques isolantes, se sont avérées difficiles et incertaines à cause de leur grande rugosité. Ce point particulier a eu une incidence importante sur les résultats pratiques de cette recherche.

L'absence dans la littérature d'une loi d'état décrivant le comportement thermodynamique de l'air humide dans la gamme des températures et des pressions mobilisées dans le stockage nous a amenés à développer une nouvelle loi qui rend compte de l'humidité de l'air. L'application de cette loi sur une cavité de stockage et les comparaisons effectuées avec différents gaz ont montré que l'adoption, dans la suite de la thèse, de l'hypothèse de l'air sec est tout à fait acceptable.

La formulation analytique d'un modèle thermo-hydro-mécanique pour un milieu poreux, déformable et saturé avec un fluide compressible et son intégration dans un code de calcul numérique ont permis d'aborder la problématique de conception et de dimensionnement des revêtements des différentes cavités. Ce modèle a l'avantage de rendre compte des mécanismes de couplage souvent négligés dans la littérature tels que la chaleur transmise par convection, la chaleur de compression de l'air, la variation des propriétés des matériaux en fonction de la température et de la pression... Les simulations effectuées ont montré que pour les cavités de stockage pneumatiques appelées LRC où la température est modérée, le revêtement constitué d'un liner métallique et d'une épaisseur de béton armé est suffisant. Pour les régénérateurs de stockage de la chaleur, plusieurs schémas de revêtements ont été envisagés. L'analyse des avantages et des inconvénients de chaque schéma et la

prise en compte de considérations technico-économiques ont permis de retenir les deux schémas suivants qui ont fait l'objet d'une analyse plus avancée :

- Un béton réfractaire dense suivi d'un isolant poreux à cellules ouvertes ou fermées puis un refroidissement actif collé au liner métallique et enfin le béton classique de soutènement. L'emploi d'une couche de béton dense dans ce schéma est justifié par le besoin de constituer un mur résistant capable de contenir les matériaux actifs (céramiques).
- Un seul matériau poreux isolant suivi de la même façon du refroidissement actif collé au liner métallique et du béton de soutènement.

Les calculs 1D effectués sur ces deux schémas de revêtement en appliquant les chargements en température et en pression des différents régénérateurs ont permis d'étudier l'effet des mécanismes de couplage sur les champs de température et de pression ainsi que sur la stabilité de la structure. Les résultats obtenus ont montré la sensibilité de la température et de la pression à la chaleur produite par convection. Pour le premier schéma de revêtement, le développement de contraintes de traction dans le béton réfractaire dense est très sensible au coefficient de Biot. Les calculs ont aussi mis en évidence la nécessité de disposer le revêtement isolant sous forme de briques séparées par des joints dans les trois directions pour permettre les dilatations thermiques et garantir ainsi la stabilité mécanique.

Dans le but de valider expérimentalement les modèles développés et les schémas de revêtements préconisés, un prototype d'un régénérateur à échelle réduite combinant pression et température et représentant une paroi réelle a été construit au laboratoire du CEA/LITEN. Les travaux liés à ce prototype ont malheureusement pris du retard pour des raisons administratives et techniques. Dans le cadre de cette thèse, seul le second schéma de revêtement a pu être testé avec de l'air sec. Il correspond à la succession des matériaux suivants : trois rangées de briques isolantes RI30, une couche de béton réfractaire et l'enceinte métallique représentant le liner sur laquelle a été installé un système de refroidissement. Pour des raisons de sécurité, la température maximale atteinte dans le prototype au cours des essais a été limitée à 200°C.

Les différents essais réalisés ont mis en évidence les trois phénomènes suivants : l'échauffement de l'isolant dans la partie supérieure du prototype, un fort gradient thermique dans les céramiques et un refroidissement de ces dernières pendant la moindre phase de pause. Pour pallier le problème de l'échauffement qui fait perdre au revêtement isolant son rôle essentiel pour lequel il est conçu, plusieurs actions ont été entreprises dans le but de garantir une meilleure étanchéité et de comprendre l'origine du phénomène. Les nombreuses tentatives effectuées n'ont pas permis de le résoudre, mais bien au contraire l'ont confirmé.

Les premières simulations numériques thermo-hydrauliques effectuées avec l'approche du milieu continu en utilisant les propriétés des matériaux mesurées en laboratoire n'ont pas permis de reproduire les mesures de température du prototype. Une des hypothèses avancées pour expliquer l'échauffement de l'isolant consiste à dire qu'il y a écoulement de l'air à travers les discontinuités entre les briques. Cette hypothèse n'a pas été confirmée par les simulations numériques conduites avec l'approche du milieu discontinu et l'introduction de joints. Un élément joint est modélisé par un milieu poreux caractérisé par une très faible épaisseur, une grande porosité et une forte perméabilité. Les résultats montrent effectivement la présence d'un écoulement d'air dans les joints mais cet écoulement n'est pas suffisant pour justifier le grand écart avec les mesures expérimentales.

Nous avons alors repris l'approche de modélisation par milieu continu pour conduire une étude paramétrique en vue d'étudier l'influence des paramètres suivants sur le champ de température dans la structure : la perméabilité de l'isolant, le gradient de pression appliqué sur la paroi de l'isolant et la viscosité de l'air. Cette étude a montré qu'il existe une forte corrélation entre la perméabilité de

l'isolant et le gradient de pression appliqué, l'effet de la viscosité reste très limité. Ainsi, une multiplication par dix de la perméabilité tout en conservant le gradient de pression appliqué permettrait de reproduire d'une façon satisfaisante les résultats expérimentaux.

La principale conclusion à retenir des essais réalisés sur le prototype de régénérateur et des modélisations effectuées pour interpréter les résultats obtenus est que le schéma de revêtement basé sur une structure constituée de briques isolantes poreuses séparées par des joints présente un grand risque d'étanchéité. Ce risque serait encore plus important dans un régénérateur industriel de grandes dimensions et subissant un cyclage en pression de forte amplitude. Par ailleurs, l'incertitude sur la durabilité mécanique et chimique des briques au contact des condensats de l'air humide constitue aussi un facteur supplémentaire non favorable à l'utilisation de ce type de revêtement. Un nouveau schéma de revêtement garantissant l'étanchéité du système avant l'isolation thermique est donc nécessaire.

Annexe 1

Calcul des profondeurs et des espacements des cavités

Les calculs ont été effectués en utilisant le concept du cône rigide pesant sur la cavité et venant s'opposer à la pression contenue dans la cavité. Cette méthode est utilisée pour dimensionner des ancrages en mécanique des sols. L'angle α dépend de la nature du terrain et varie entre 30 et 45°. Cette approche de calcul est pessimiste car elle ne rend pas compte de la résistance du terrain. La Figure A1.1 illustre les données nécessaires au calcul.

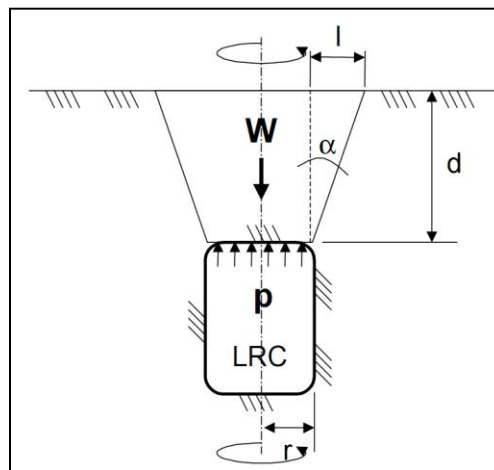


Figure A1.1 : Cône de terrain (Brandshaug, 2002 [22])

Le poids du terrain W s'oppose directement à la force exercée par la pression au toit de la cavité. La profondeur optimale est déterminée moyennant un facteur de sécurité F_S . Les paramètres W , F_C , et F_S sont calculés selon les formules suivantes :

$$W = \rho g \pi \left\{ r^2 d + [rd^2 \tan(\alpha)] + \frac{d^3 \tan^2(\alpha)}{3} \right\}; F_C = \pi r^2 p; F_S = W/F_C$$

On peut ainsi tracer les différentes courbes en fonction de la pression et du le rayon de chaque cavité. Pour des raisons de sécurité, un facteur $F_S = 2$ est retenu. Le Tableau A1.1 donne les paramètres géométriques des trois cavités associées à la configuration de référence A0.

Tableau A1.1 : Paramètres géométriques des cavités de la configuration de référence A0

Ouvrage	Pression p (MPa)	Rayon r (m)	Hauteur (m)	Profondeur d (m)	Volume (m ³)
TES-MP	3.3	11	50	45	12 000
TES-HP	15	12	45	73	15 000
LRC (x2)	15	19	74	100	80 000

Une simulation thermomécanique a ensuite été effectuée pour chaque cavité. Le calcul a été réalisé en deux dimensions, en considérant une symétrie axiale pour les cavités. Ces simulations ont permis de valider les profondeurs préconisées par l'approche précédente en mettant en évidence de très faibles déplacements en surface. La Figure A1.2 présente le maillage utilisé, et les déplacements pour le cas de la cavité LRC.

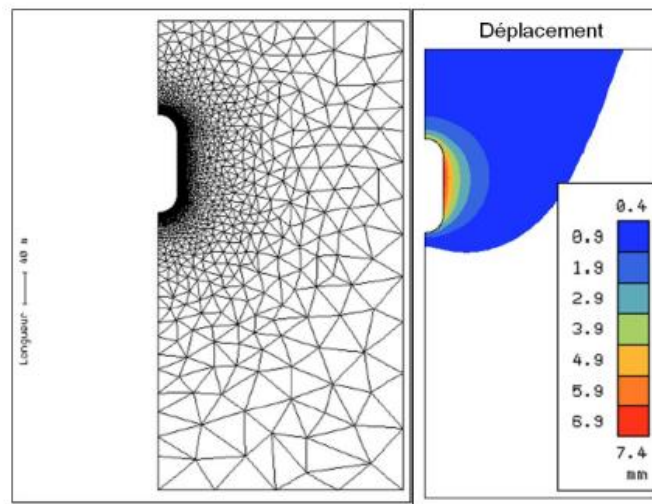


Figure A1.2 : Maillage et déplacement de la cavité LRC (configuration A0)

Les calculs par éléments finis ont permis aussi d'établir l'état de contraintes dans le massif rocheux lorsque la cavité est mise sous pression. Ces calculs ont été réalisés dans le cas de la pression maximale de 15 MPa qui est atteinte dans le TES-HP (haute pression) et les deux LRC. La Figure A1.3 montre la distribution des contraintes dans la LRC. Il apparaît que la zone d'influence selon l'axe horizontal d'une cavité est d'environ deux fois son diamètre. Une distance de sécurité entre deux cavités adjacentes égale à deux fois la somme des diamètres ($2D_1 + 2D_2$) devra être observée pour éviter toute interaction possible.

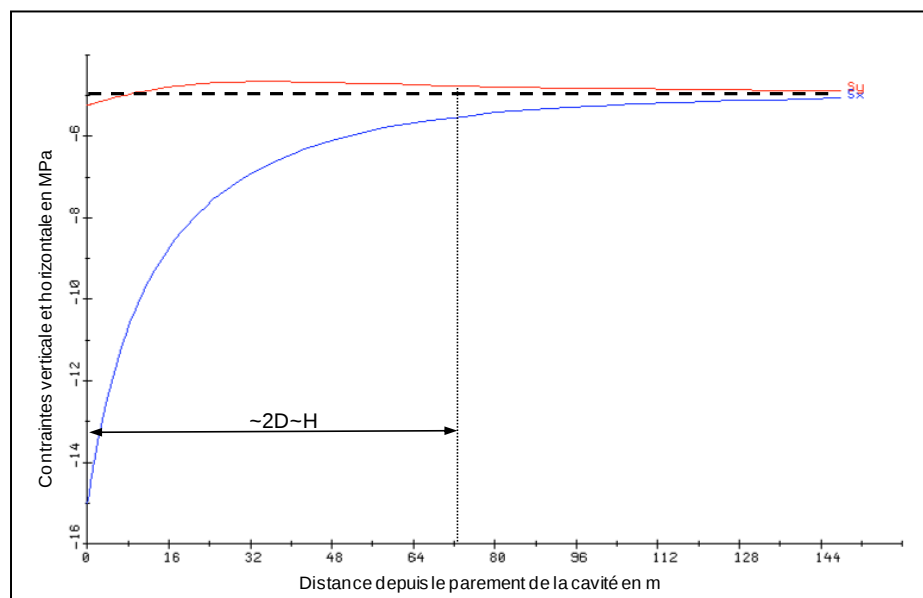


Figure A1.3 : Distribution des contraintes dans le parement de la LRC

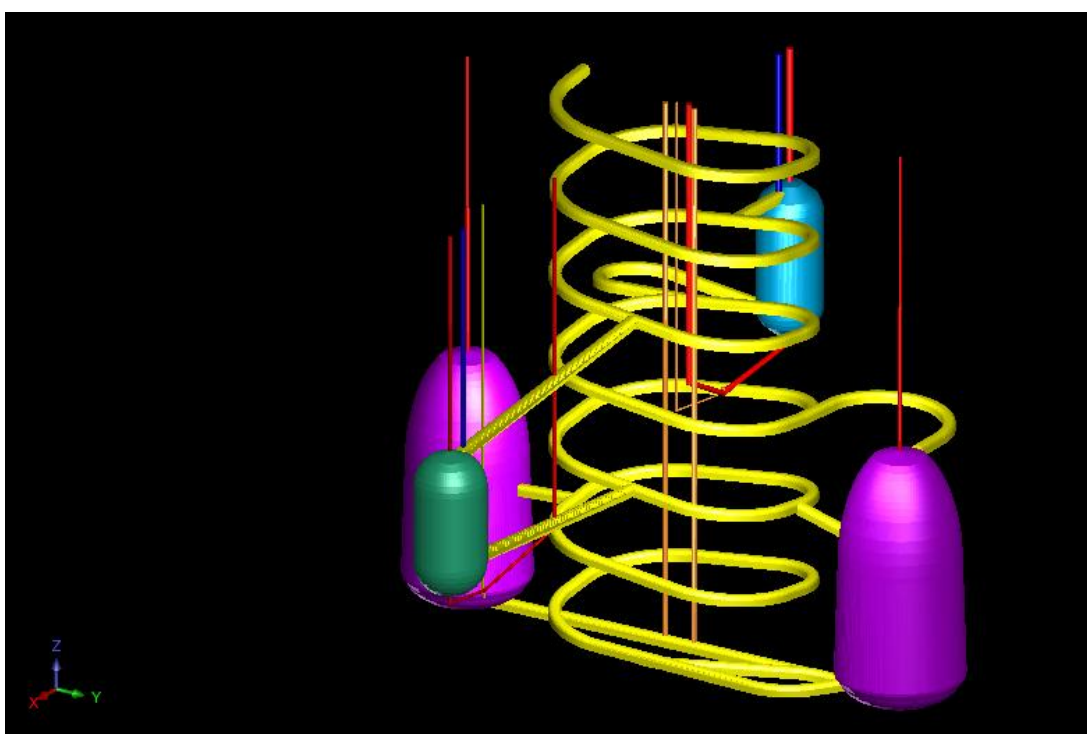
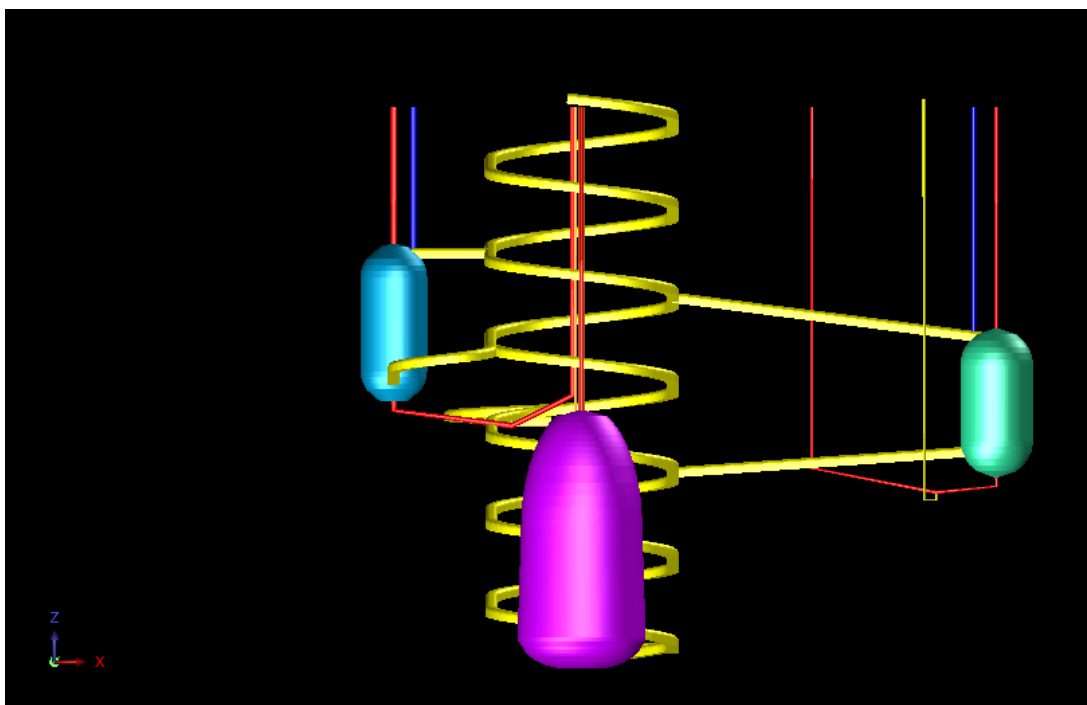


Figure A1.4 : Graphiques en 3D de l'architecture de la configuration de référence A0

Annexe 2

Modélisation du revêtement des cavités de stockage (LRC et TES)

Les différentes simulations effectuées et les analyses des résultats obtenus ont permis de conclure que le schéma de revêtement mis en œuvre dans la cavité de Skallen en Suède par GDF-SUEZ pour une expérimentation de stockage de gaz naturel dans une cavité minée revêtue convenait aux cavités de stockage pneumatique appelées LRC. En revanche, pour le régénérateur, un revêtement isolant supplémentaire était nécessaire. De la même façon, un refroidissement actif devait être installé sur le liner métallique pour protéger le béton de soutènement et la roche hôte des hautes contraintes thermiques.

Deux schémas de revêtement isolant ont été envisagés : un premier schéma constitué d'une épaisseur de béton réfractaire suivi d'un isolant poreux, et un second schéma composé exclusivement d'isolant poreux. C'est ce second schéma qui a été privilégié pour des raisons essentiellement technico-économiques et qui a été proposé pour l'expérimentation dans le prototype de régénérateur construit au laboratoire LITEN du CEA.

Une étude paramétrique a montré que les différents mécanismes de couplage (convection, chaleur de compression, variations des propriétés des matériaux avec la température...) affectent les champs de température et de pression mais ont une incidence limitée sur la stabilité des ouvrages. Sur la base de ce résultat, nous avons examiné, à une échelle industrielle, la stabilité des deux cavités principales du système de stockage adiabatique d'air comprimé, à savoir la cavité de stockage pneumatique (LRC) et le régénérateur (TES). L'étude a été conduite pour tous les régénérateurs impliqués dans les différentes configurations de stockage décrites dans le premier chapitre (TES-MP, TES unique travaillant à une pression intermédiaire de 8 MPa et TES-HP). Le principe étant le même, seul le cas correspondant au TES-HP est présenté dans cette annexe.

Les calculs thermique et hydraulique sont donc effectués à part avec les codes numériques d'éléments finis du centre de Géosciences de MINES ParisTech CHEF et HYDREF. Les champs de température et de pression de pore obtenus sont par fournis au code de calcul mécanique VIPLEF.

Le revêtement isolant étant disposé sous forme de briques de dimensions décimétriques et séparées par des joints dans les trois directions, il est totalement illusoire de pouvoir les prendre en compte dans la modélisation des régénérateurs industriels dont la hauteur avoisine les cinquante mètres. Pour surmonter cette difficulté, nous avons utilisé les résultats des calculs comparatifs effectués en déformations planes sur le prototype (chapitre 4). En effet, il a été possible de représenter la structure constituée de briques et de joints par un milieu équivalent à comportement élastique, mais présentant un module de Young beaucoup plus faible. Dans ce même ordre d'idées, les calculs thermo-hydrauliques réalisés en axisymétrie sur ce même prototype ont montré que les joints ne jouent pas un rôle important dans ce comportement. Il est par conséquent possible de représenter l'assemblage (briques + joints) par un seul matériau ayant une perméabilité équivalente à celle de l'isolant. Ces deux hypothèses permettent de réduire considérablement la complexité de la modélisation et de la mener en 2D et en axisymétrie.

A2.1 Cavité de stockage pneumatique LRC

La cavité modélisée correspond à la configuration de référence A0 qui mobilise deux LRC de mêmes dimensions et soumises à une pression de 15 MPa. Les caractéristiques géométriques de cette cavité sont données par le Tableau A2.1.

Tableau A 2.1: Caractéristiques géométriques de la cavité LRC

$R_{\text{intérieur}}$ (m)	$R_{\text{extérieur}}$ (m)	Profondeur (m)	Hauteur (m)	Volume utile (m ³)	Volume total (m ³)
18	19	100	74	75000	95000

Le revêtement envisagé est composé d'un liner métallique de 2 cm d'épaisseur et d'une couche de b ton de 1 m comprenant le béton projeté. La faible épaisseur du liner par rapport aux autres dimensions de la structure a nécessité la conception d'un maillage particulier qui permet de mailler finement le liner et de bien rendre compte des phénomènes physiques les plus importants dans le sens radial et dans le sens vertical. Ainsi, dans la zone du revêtement, la largeur d'une maille est petite relativement à sa hauteur comme le montre la Figure A2.1.

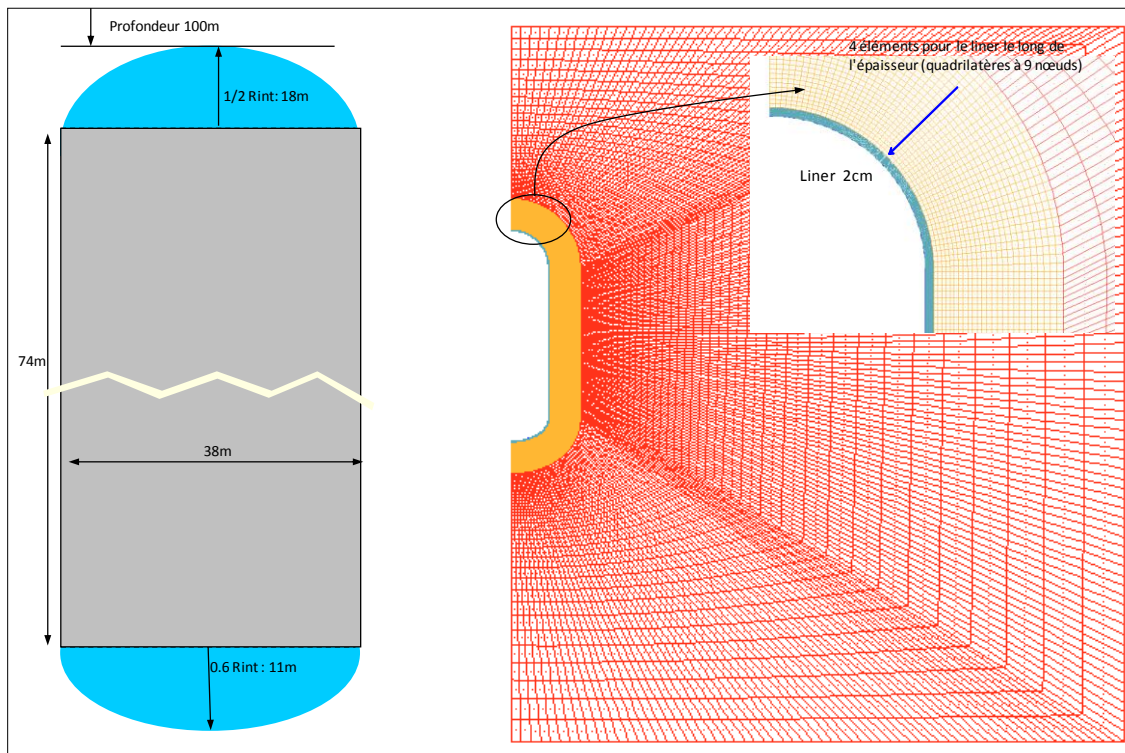


Figure A2.1 : Géométrie de la cavité LRC et maillage axisymétrique associé

La première étape du calcul a consisté à modéliser le creusement de la cavité pendant 300 jours dans une roche granitique à comportement élastique et si ge d'un état de contraintes initiales isotropes. La Figure A2.2 montre les contraintes et les déplacements à la fin de la phase du creusement dont la durée est de 300 jours.

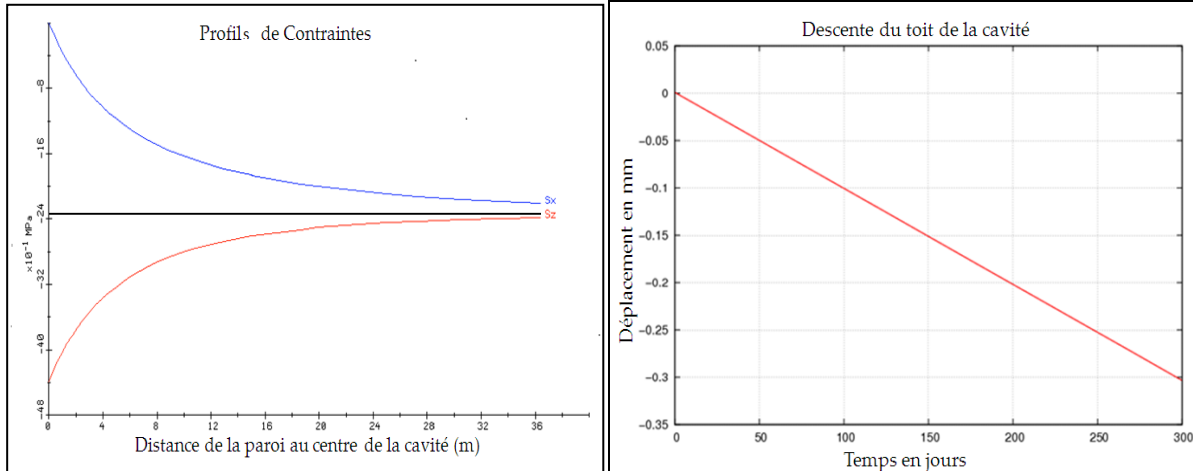


Figure A2.2 : Contraintes et déplacements liés au creusement de la cavité.

La seconde étape a consisté à monter en température et en pression en 5 jours puis à appliquer le chargement cyclique sur 24 h pendant 100 jours comme l'indique la Figure A2.3. Pour la LRC, le chargement est variable uniquement en fonction du temps et le cycle est décrit par pas de 1 h. Le liner métallique étant mis en place immédiatement pour assurer l'étanchéité, le calcul hydraulique n'est donc pas nécessaire et l'on s'est contenté simplement d'une simulation thermomécanique.

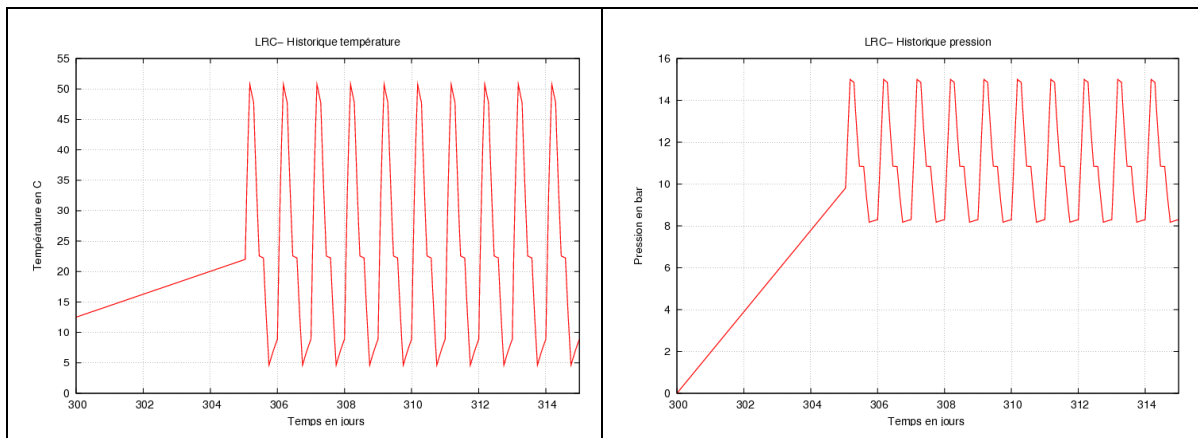
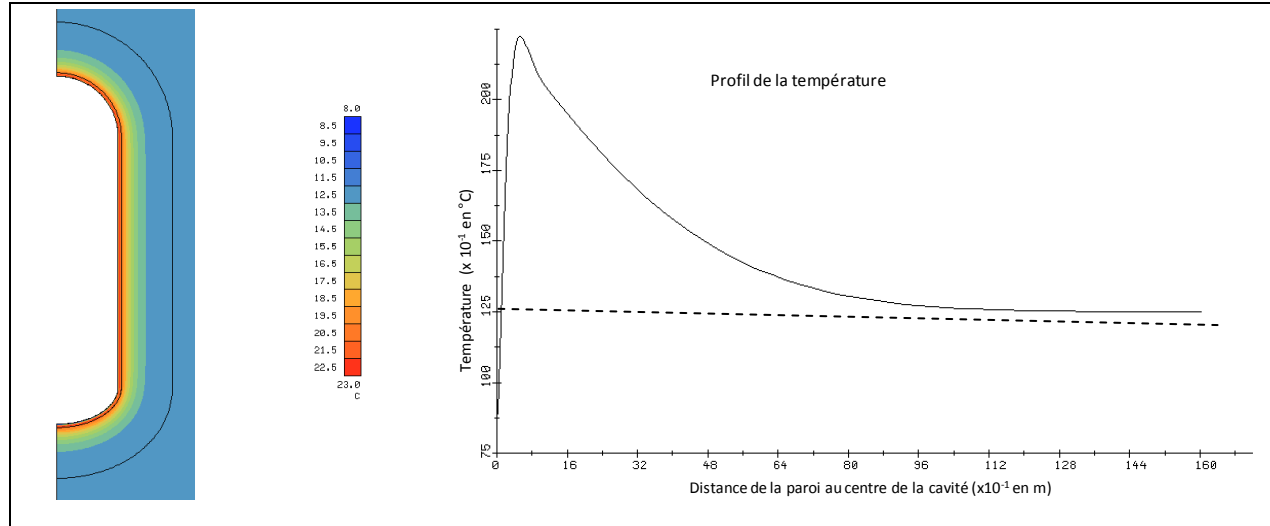
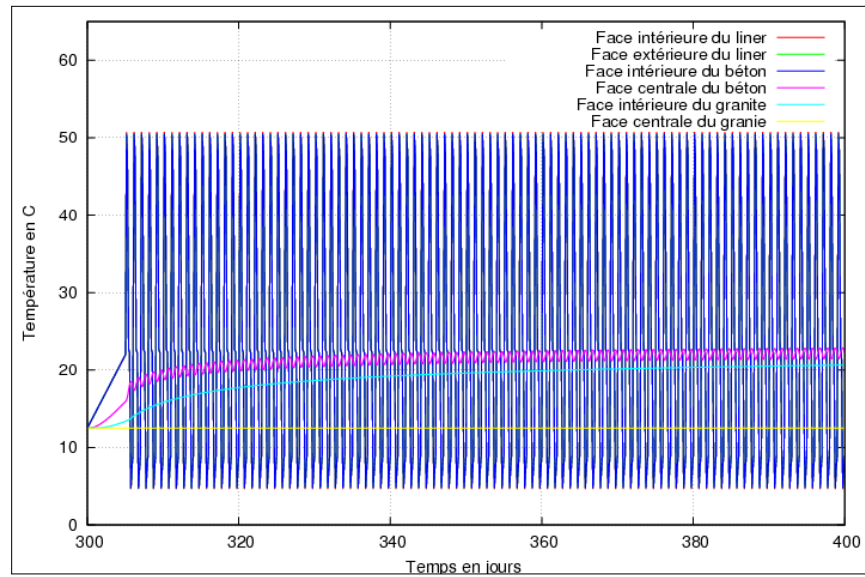


Figure A2.3 : Chargement cyclique en température et en pression pendant les dix premiers jours

La Figure A2.4 montre la carte de température et son profil au centre de la cavité à la fin de la période simulée (a) ainsi que son évolution en différents points de la structure (b).



(a) Carte et profil de la température au bout de 100 jours



(b) Evolution de la température dans différents points de la structure

Figure A2.4 : Répartition de la température dans la LRC

Les résultats du calcul thermomécanique sont illustrés par les figures donnant la carte de la norme du déplacement à la fin de la période simulée, l'évolution en fonction du temps du déplacement radial, les deux contraintes principales et le critère associé à différents points respectivement de la face intérieure du liner métallique (Figure A2.5), de la face intérieure du béton (Figure A2.6), de la face centrale du béton (Figure A2.7) et en fin de la face intérieure du granite (Figure A2.8).

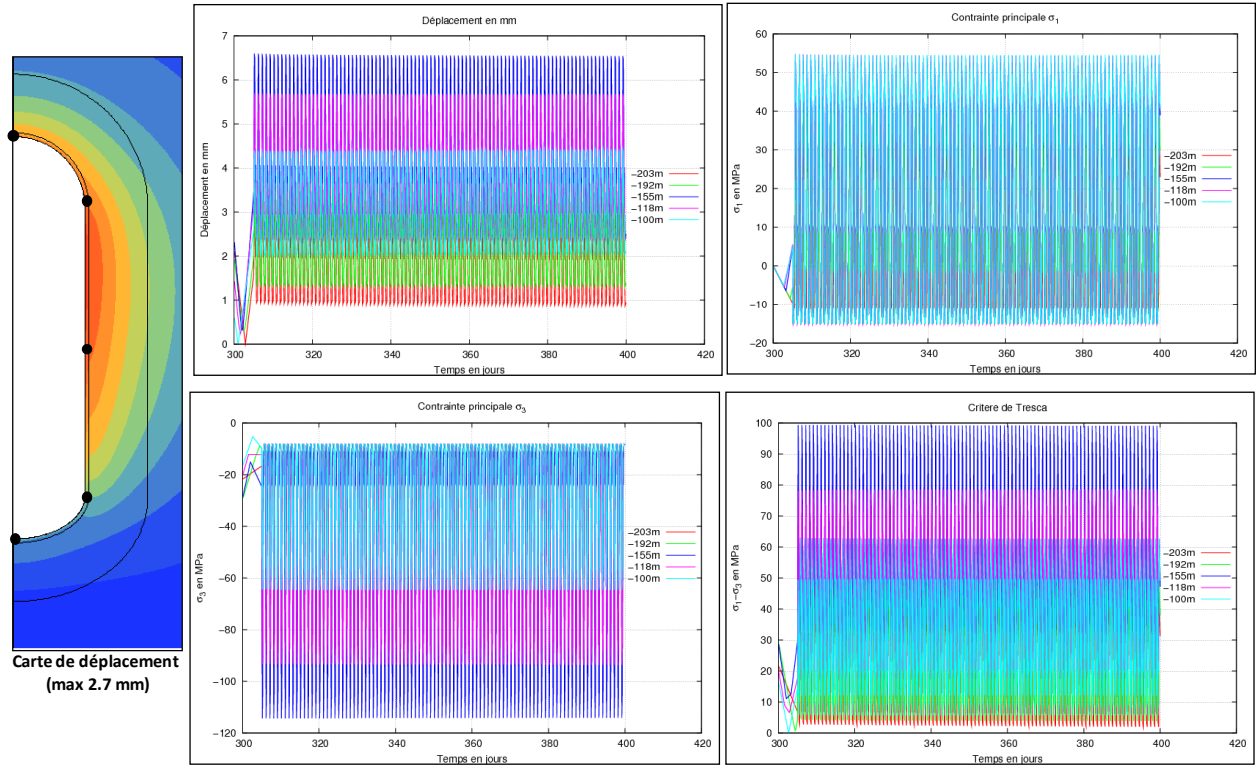


Figure A2.5 : Carte de déplacement, évolution du déplacement, contraintes principales et critère de Tresca à différents points de la face intérieure du liner métallique

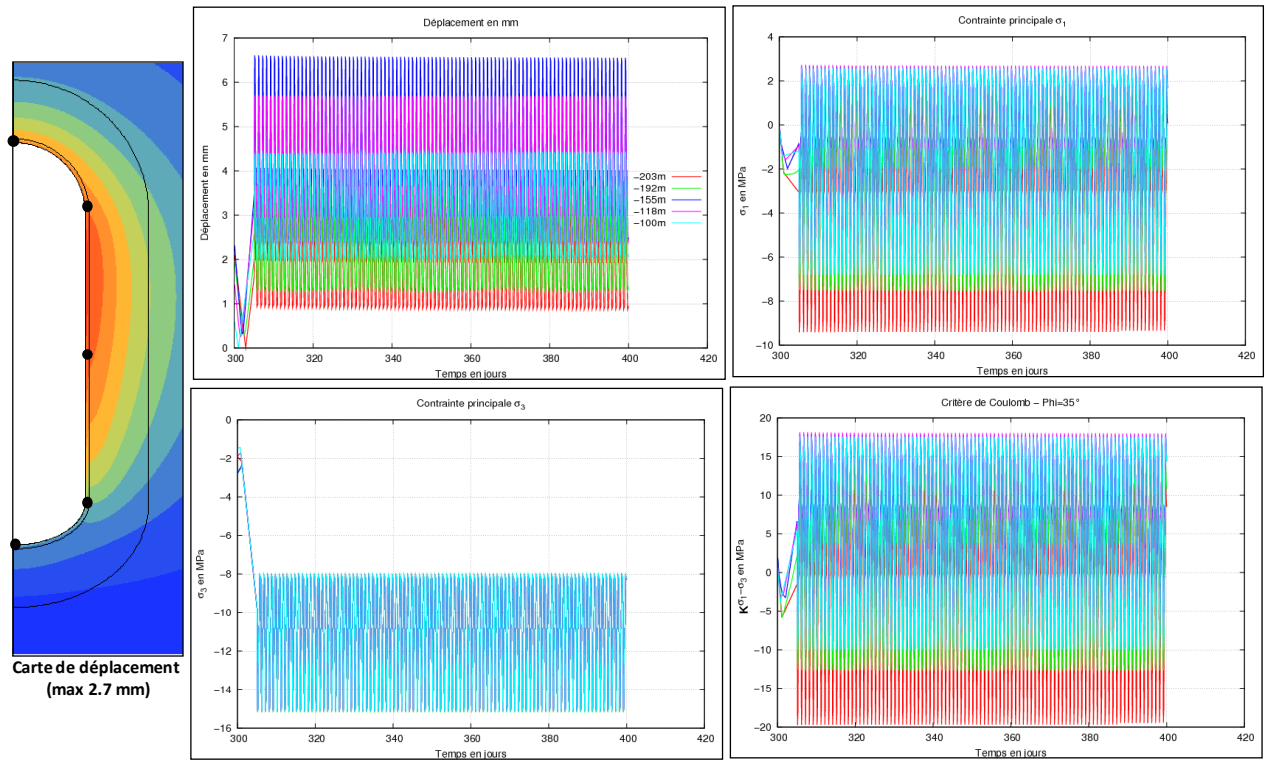


Figure A2.6 : Carte de déplacement, évolution du déplacement, contraintes principales et critère de Coulomb à différents points de la face intérieure du béton

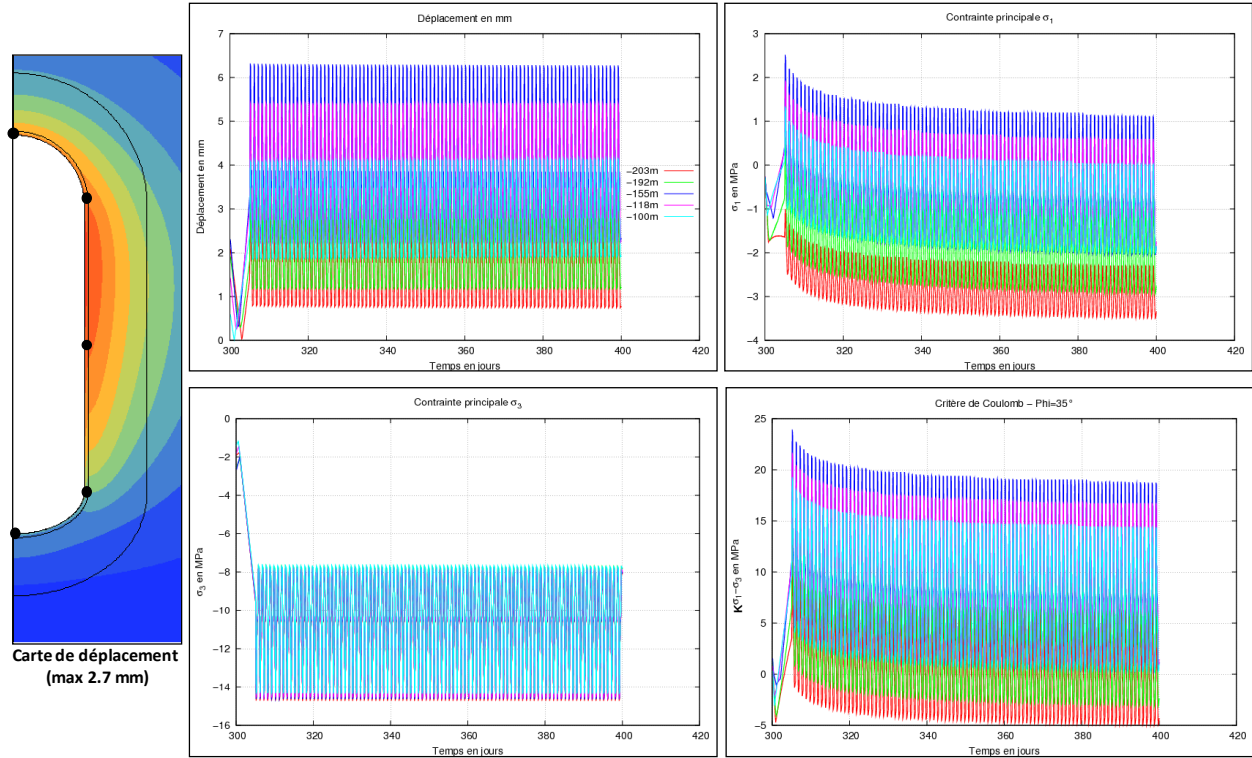


Figure A2.7 : Carte de déplacement, évolution du déplacement, contraintes principales et critère de Coulomb à différents points de la face centrale du béton

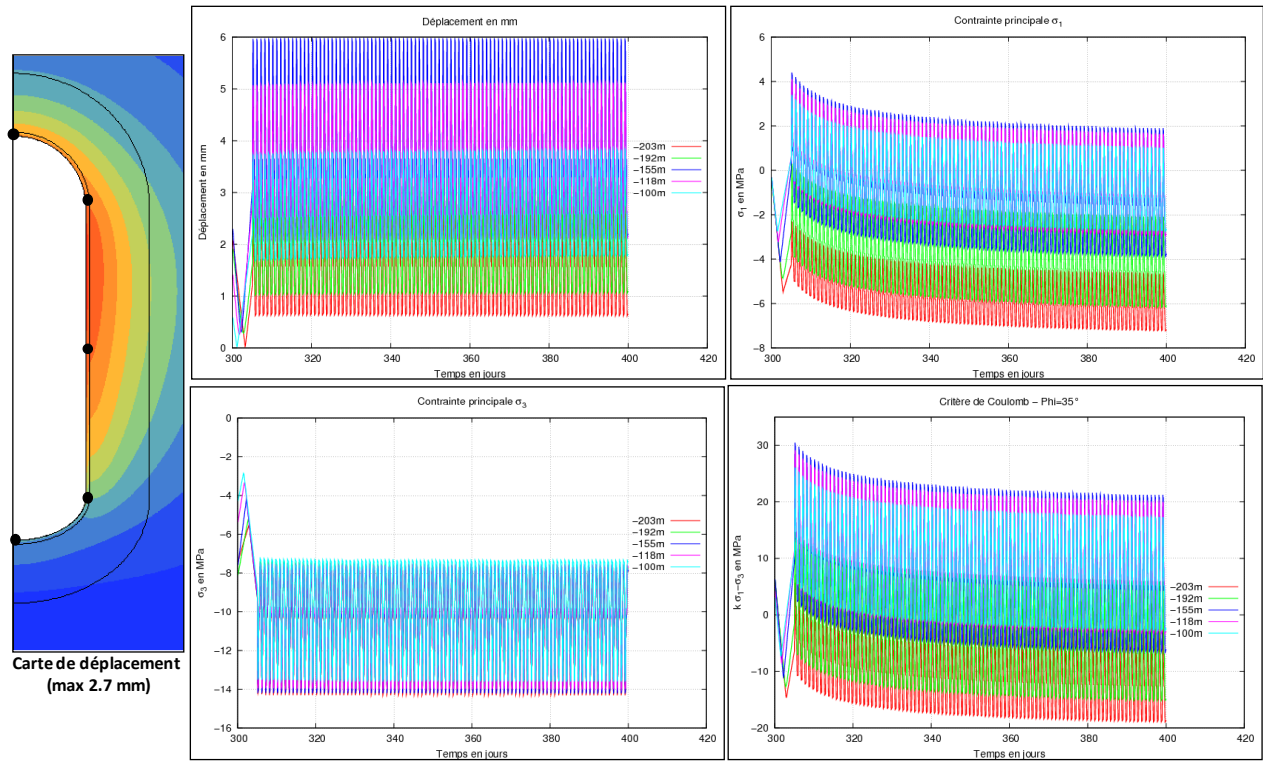


Figure A2.8 : Carte de déplacement, évolution du déplacement, contraintes principales et critère de Coulomb à différents points de la face intérieure du granite

Ces résultats montrent que compte tenu de la faible sollicitation thermique à laquelle la cavité LRC est soumise (cyclage entre 5 et 50°C), c'est surtout le chargement en pression (15 MPa) qui domine le comportement. Le liner métallique subit un déplacement qui cycle entre 1 et 6 mm. Les contraintes qui y sont générées restent admissibles et largement inférieure au seuil de 300 MPa. En revanche, le béton se trouve soumis à des contraintes de traction qui dépassent les 2 MPa et qui justifient donc le besoin d'une armature. Les contraintes de compression qui s'y développent restent admissibles et une résistance en compression simple de 30 MPa permet de garantir la stabilité. Le granite est également soumis à la traction et devrait subir une fracturation ; le béton projeté et le béton armé assureront sa stabilité. Les contraintes compressives dans le granite sont très limitées et une résistance en compression simple de 60 MPa est largement suffisante pour éviter toute rupture.

A2.2 Régénérateur à haute pression TES-HP

Les travaux de Saint Gobain au cours du projet ont permis le développement de nouveaux matériaux céramiques plus denses et à plus forte capacité calorifique. Cette innovation a eu un impact important sur le système de stockage car elle permet de réduire significativement le volume de matériaux et par conséquent les dimensions des régénérateurs. A titre d'exemple, la configuration de référence initiale utilisait un régénérateur haute pression de rayon utile 12 m et une hauteur de 45 m (Annexe 1) ; grâce au nouveau développement, ces dimensions passent respectivement à 7,5 et à 30 m.

Dans son principe, le modèle numérique utilisé pour le TES-HP est équivalent à celui de la LRC (Figure A2.9).

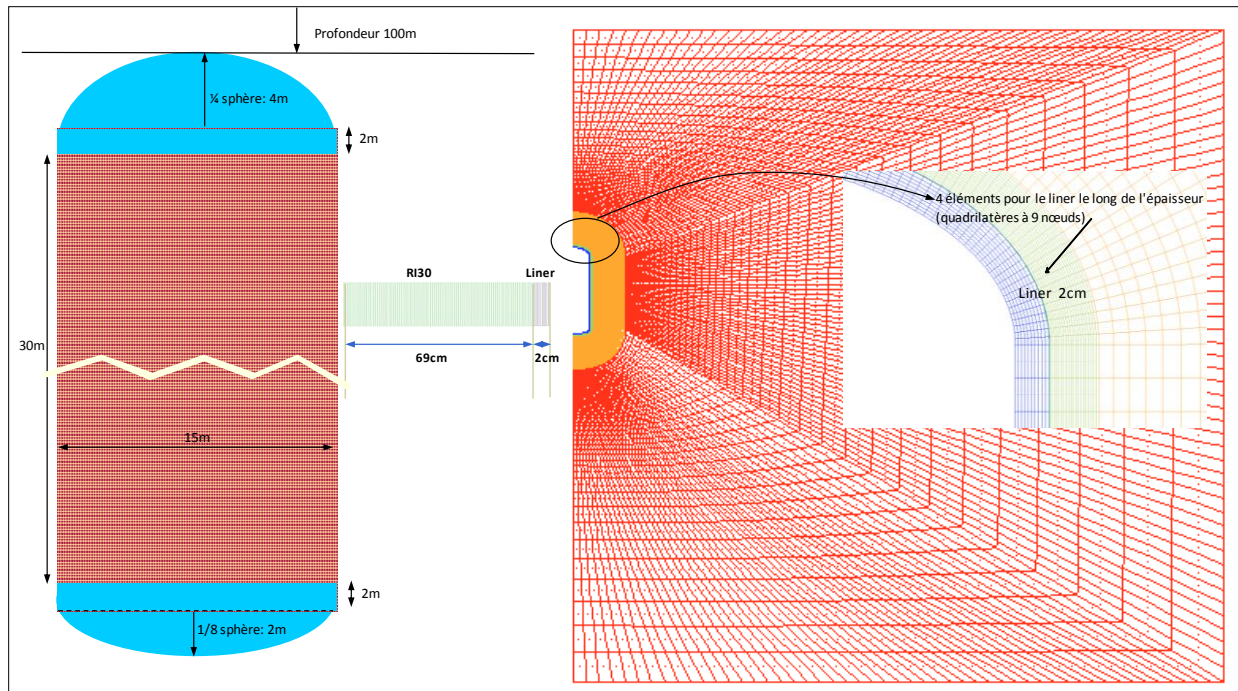


Figure A2.9 : Géométrie de la cavité TES-HP, schéma de revêtement et maillage axisymétrique associé

De la même façon, nous avons commencé par simuler le creusement de la cavité dans les mêmes conditions que la LRC. Les résultats obtenus sont relativement comparables.

Les sollicitations appliquées sur les parois du TES sont illustrées par la Figure A2.10. Contrairement à la LRC, le chargement thermique est variable en fonction du temps et de l'espace, tandis que le

chargement mécanique est variable uniquement en fonction du temps. La montée en température et en pression se fait en 5 jours puis le cyclage quotidien est répété pendant 100 jours avec une compression de 4 h 18 min et deux décharges de 4 h. La température est décrite dans l'espace par pas de 0,2 m, et dans le temps, par pas de 30 min.

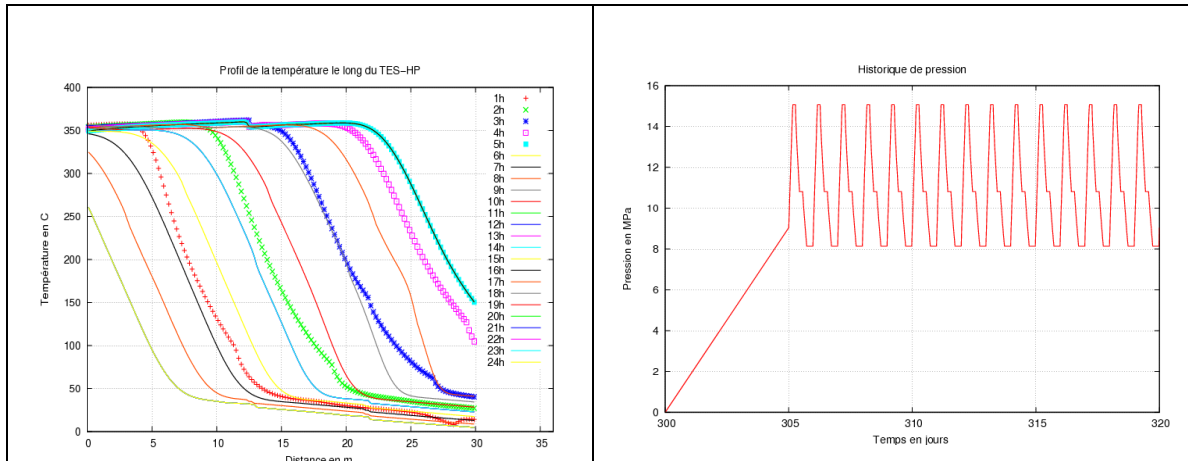


Figure A2.10 : Chargement en température et en pression du TES-HP

Malgré la mise en place du revêtement isolant, l'application de la température conduit à une augmentation progressive de celle-ci dans le liner métallique ainsi que dans le béton de soutènement et dans la roche hôte. Au-delà d'une température de 70°C, ces deux matériaux peuvent subir un endommagement. C'est pour cette raison, qu'un refroidissement actif à cette température a été envisagé sur la face extérieure du liner. La Figure A2.11 montre les profils de température en différents point de la face extérieure du liner.

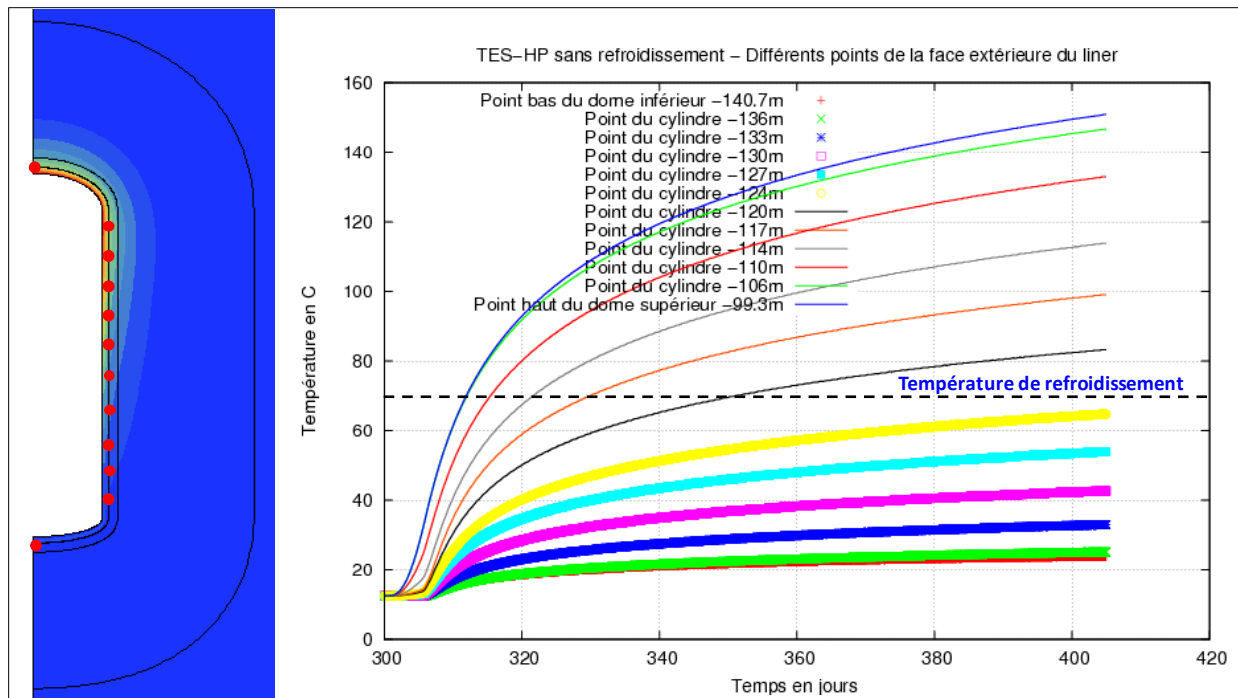


Figure A2.11 : Profils de température dans différents points sur la facette extérieure du liner

Etant donné que les profils de température sont différents le long de la hauteur du régénérateur, il n'est pas possible techniquement de mettre en place un système de refroidissement qui s'active ponctuellement à chaque fois que la température atteint 70°C. Dans la modélisation, nous avons imposé cette température sur toute la face extérieure du liner au moment où l'un des points atteint cette valeur. Cela implique que dans certaines zones du TES, surtout les plus basses, qui sont soumises à des températures plus faibles, le système de refroidissement va chauffer le revêtement au lieu de le refroidir..

Les résultats du calcul thermique sont illustrés par les Figures A2.12 et A2.13 qui montrent respectivement la carte de température en haut et en bas du TES et les profils de celle-ci en fonction du temps et de la hauteur sur les faces centrales de l'isolant RI30 et du béton, la face extérieure du liner et la face intérieur du granite.

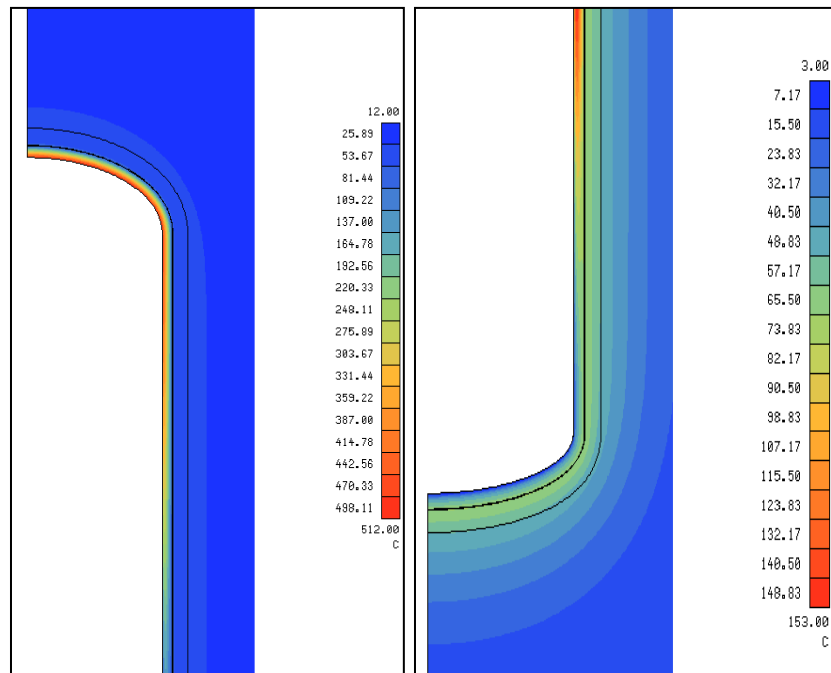


Figure A2.12 : Carte de température en haut et en bas du TES après 100 jours de cyclage

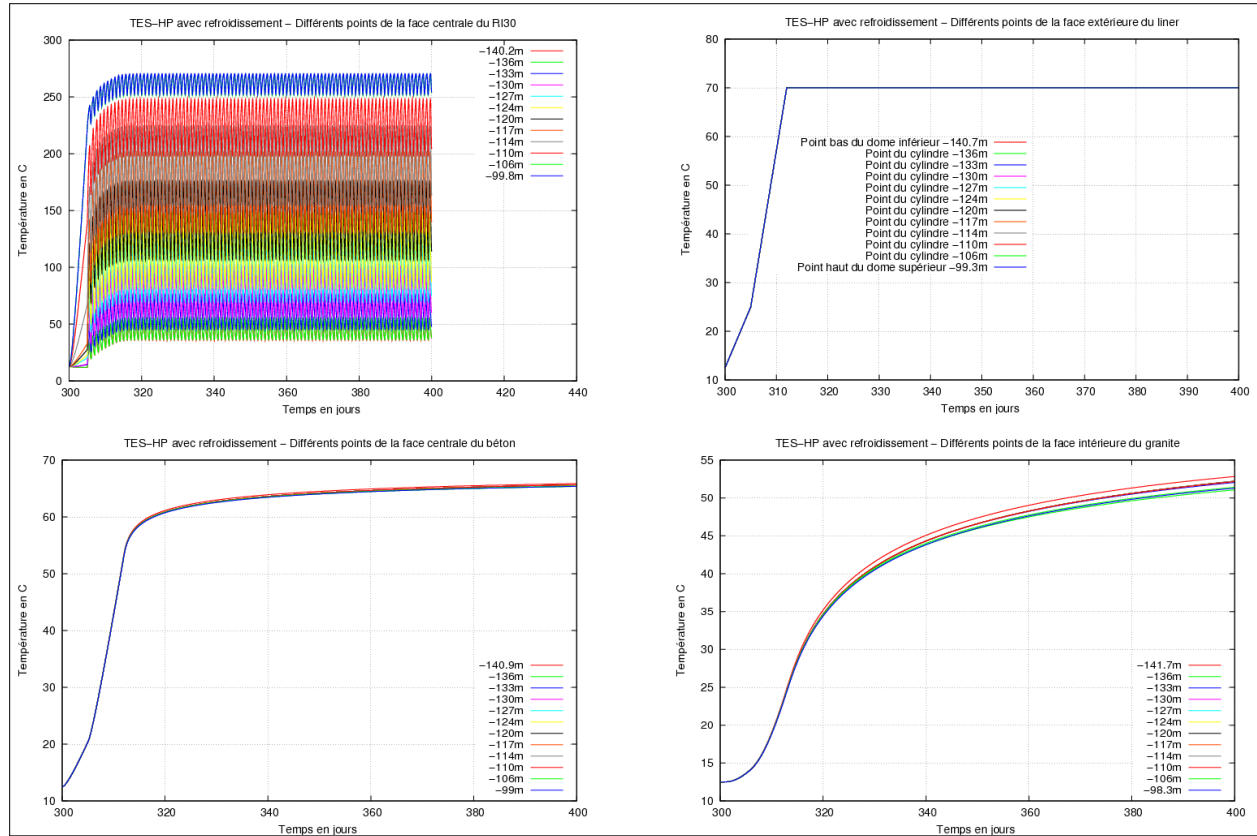


Figure A2.13 : Profils de température en fonction du temps et de la hauteur dans différents matériaux de la structure

Le calcul couplé thermo-hydro-mécanique a été conduit avec un module de Young de l'isolant RI30 seulement de 200 MPa à la place de 3000 MPa pour rendre compte de la présence des joints. Les résultats obtenus sont illustrés par les figures suivantes :

- La déformation de la structure sous forme de cartes de la norme du déplacement après creusement et à la fin du cyclage ainsi que les profils du déplacement radial, en fonction du temps et de la hauteur, au niveau de la face intérieure de l'isolant RI30 et de la face extérieure du liner métallique (Figure A2.14). C'est la partie supérieure du TES qui subit la plus grande déformation en raison des fortes températures appliquées. La face intérieure de l'isolant subit un battement maximum de 3 mm, tandis que le liner se déplace légèrement plus (3.5 mm).
- La contrainte de traction dans l'isolant représentée par une carte à la fin du cyclage et les profils en fonction du temps et de la hauteur au niveau de la face intérieure (Figure A2.15). L'amplitude de cette traction est extrêmement faible et les vérifications effectuées ont montré qu'elle est d'origine numérique.
- La carte du critère de Coulomb dans l'isolant à la fin du cyclage et les profils, en fonction du temps et de la hauteur, de la contrainte principale majeure σ_3 (compression négative) et de ce même critère au niveau de la face intérieure de ce matériau (Figure A2.16). La compression générée reste très limitée et une résistance en compression simple de 0,9 MPa permettrait de garantir la stabilité.
- Les profils des contraintes principales et du critère de Tresca en fonction du temps et de la hauteur sur la face intérieure du liner métallique (Figure A2.17). Ces profils montrent que le

seuil de 300 MPa retenu pour l'acier lorsqu'il est soumis à des sollicitations cycliques est largement respecté.

- Le régime des contraintes dans le béton de soutènement et dans le granite est très favorable avec l'absence de contraintes de traction et des contraintes compressives très modérées. L'armature du béton n'est pas donc nécessaire comme c'est le cas pour la LRC.

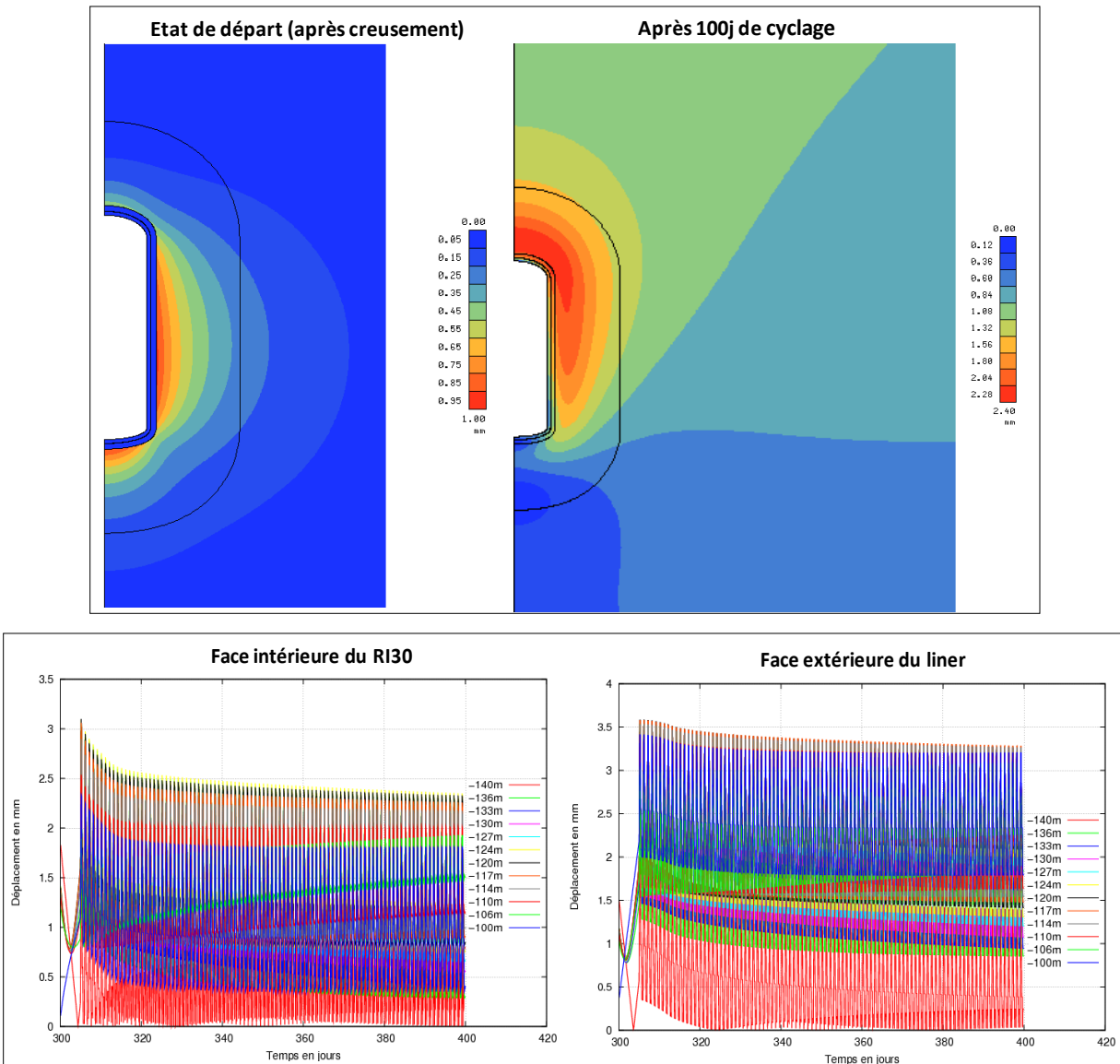


Figure A2.14 : Cartes de la norme du déplacement après creusement et à la fin du cyclage (haut) et profils du déplacement radial des faces intérieure du RI30 et extérieure du liner (bas).

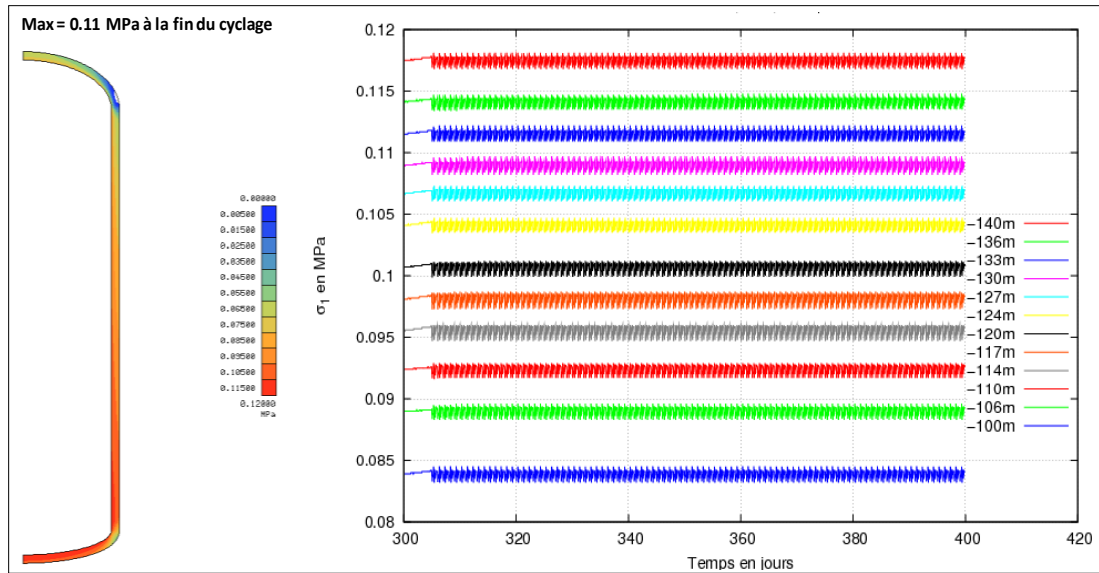


Figure A 2.15 : Carte de la contrainte de traction dans l'isolant et son profil au niveau de la face intérieure de celui ci.

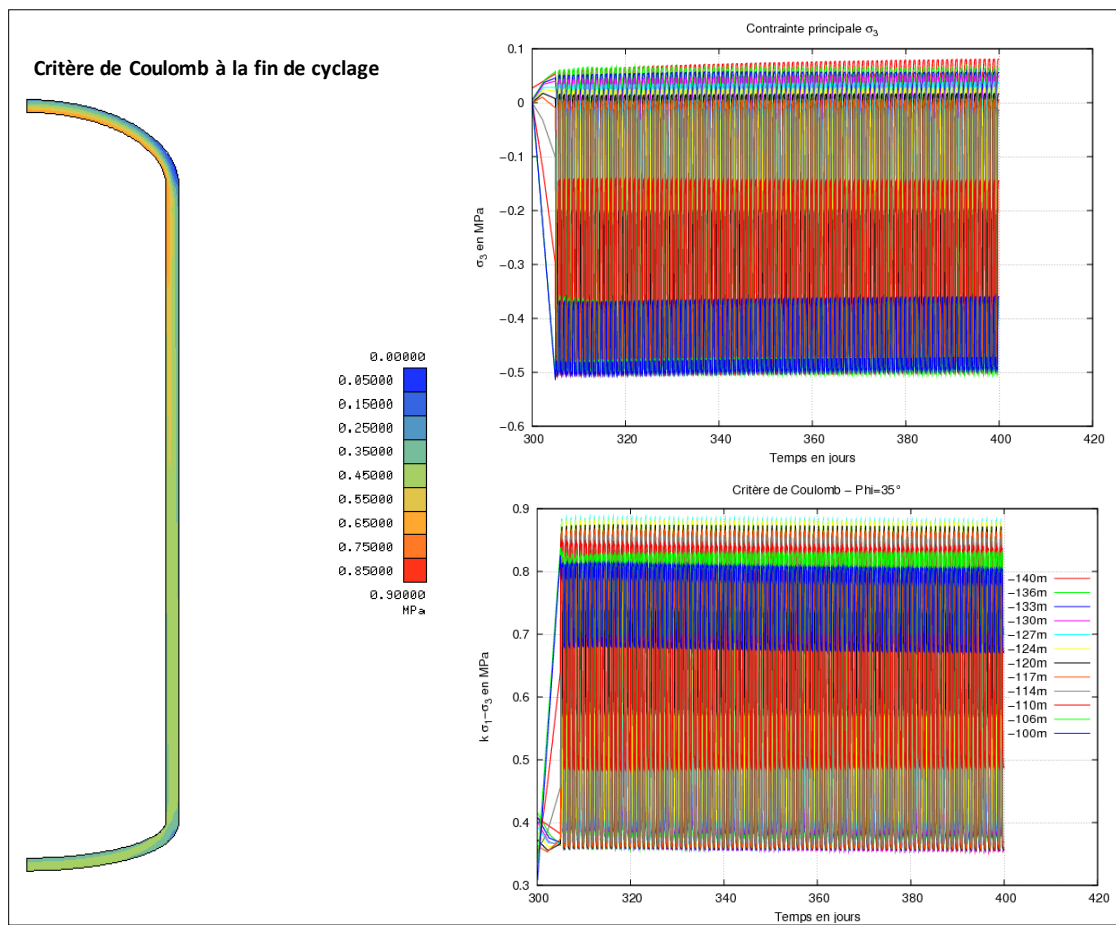


Figure A2.16 : Carte du critère de Coulomb dans l'isolant et profils de la contrainte principale σ_3 et de ce même critère au niveau de la face intérieure du matériau

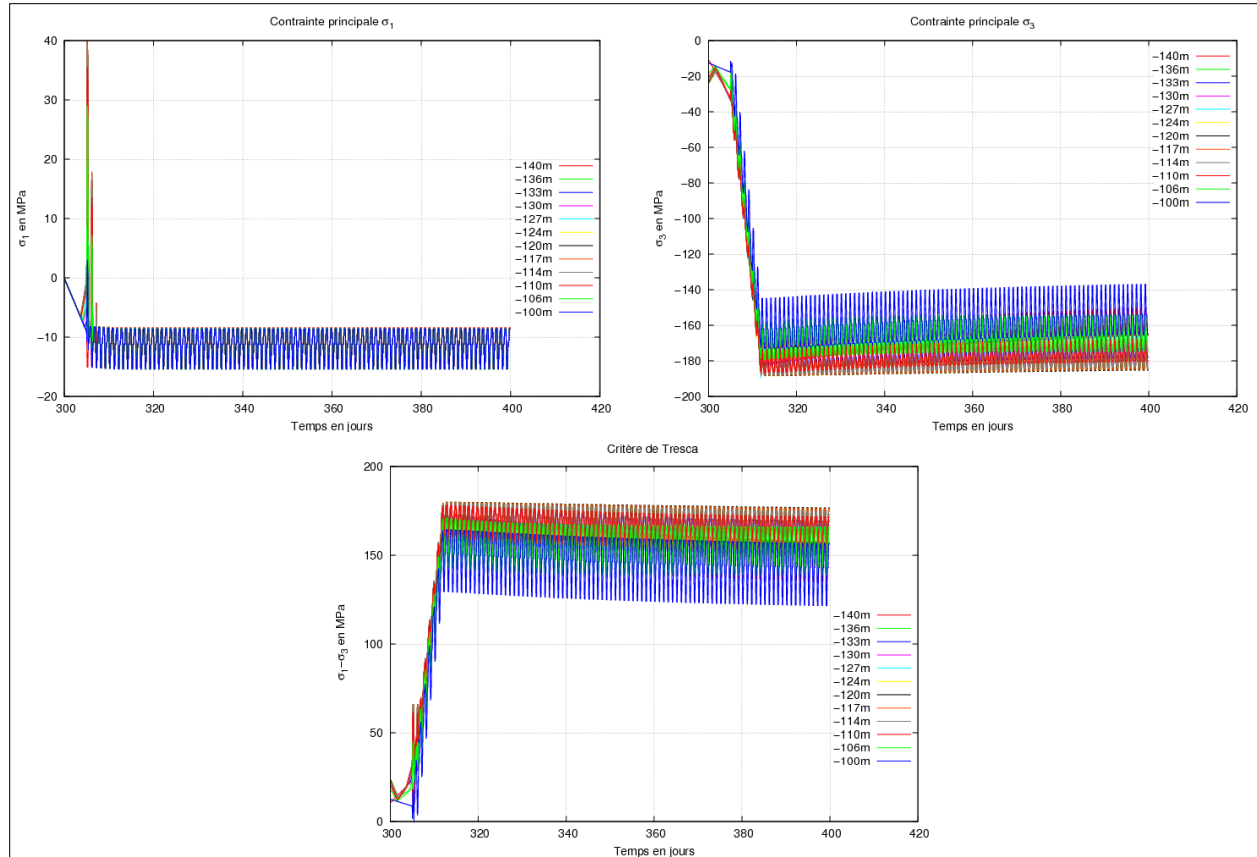


Figure A2.17 : Profils des contraintes principales et du critère de Tresca au niveau de la face intérieure du liner métallique

En concluion, le schéma de revêtement des régénérateurs constitué par un isolant poreux suivi d'un liner métallique sur lequel est installé un système de refroidissement actif fonctionnant à une température de 70°C puis d'un béton de soutènement non armé permet de garantir la stabilité. Le matériau isolant doit être mis en place sous forme de briques séparés par des joints pour permettre les dilatations thermiques.

Références bibliographiques

- [1] Weisz P. B., (2004) "Basic Choices and Constraints on Long-Term Energy Supplies". *Physics Today*, 57(7):47-55.
- [2] Kondoh J., Ishii I., Yamaguchi H., A. Murata A., Otani K., Sakuta K., Higuchi N., Sekine S., and Kamimoto M., (2000) "Electrical energy storage systems for energy networks." *Energy Conversion and Management*, 41(17):1863-1874.
- [3] Ibrahim H., Linca A., Perron J., (2008) "Energy storage systems{characteristics and comparisons". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(5):122-1250.
- [4] Roberts B. (2009), "Capturing grid power". *IEEE Power and Energy Magazine*, p. 32-41.
- [5] AMERICAN SOCIETY OF CIVIL ENGINEERS, (1993) "Compendium of Pumped Storage Plants in the United States". The american society of civil engineers, New-York.
- [6] Pickard W. F., Shen A.Q., Hansing N.J., (2009) "Parking the power: Strategies and physical limitations for bulk energy storage in supply demand matching on a grid whose input power is provided by intermittent sources. " *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(8):1934-1945.
- [7] Succar S., Williams R. H., (2008) "Compressed air energy storage: Theory, resources, and applications for wind power." Technical report, Princeton Environmental Institute, Princeton, New Jersey.
- [8] Giramonti A. J., Lessard R. D., Blecher W. A., Smith E. B., (1978) "Conceptual design of compressed air energy storage electric power systems." *Applied Energy*, 4(4):231-249.
- [9] Ter-Gazarian A., (1994) "Energy storage for power systems" Institution of Electrical Engineers.
- [10] Cavallo A., (2007) "Controllable and a ordable utility-scale electricity from intermittent wind resources and compressed air energy storage (CAES)." *Energy*, 32(2):120-127.
- [11] Crotagino F., (2001) "Huntorf CAES: more than 20 years of successful operation", Orlando, FL, 23-25
- [12] Samson N., (2013) "Dresser Rand's SMART CAES" Compressed air energy storage Solutions.
- [13] Allen R.D., Doherty T.J., Fossum A.F., (1982) "Geotechnical issues and guidelines for storage of compressed air in excavated hard rock caverns". Pacific Northwest Laboratory.
- [14] Lux K.H., (2010) "Design of salt caverns for the storage of natural gas, crude oil and compressed air: geomechanical aspects of construction, operation and abandonment

- underground gas storage: worldwide experiences and future development in the UK and Europe." Bodmin, UK: MPG Books Ltd.
- [15] Mehta B.R., Spencer D., (1988) "Siting compressed-air energy plants." *Tunnell Undergr Space Tech* 1988:295–9.
 - [16] Johansson J., (2003) "High pressure storage of gas in lined rock caverns-cavern wall design principles." Licentiate thesis, division of soil&rock mechanics. Stockholm: Royal Institute of Technology.
 - [17] Glamheden R., Curtis P., (2006) "Excavation of a cavern for high-pressure storage of natural gas." *Tunnell UndergrSpaceTech* 2006:56–67.
 - [18] Mansson L., Marion P., Johansson J., (2006) "Demonstration of the LRC gas storage concept in Sweden." In: *Proceedings of the world gas conference*. Paperno.
 - [19] Komatsubara T., (2008) "Advanced Natural Gas Storage (ANGAS) Project and Verification Tests of Experimental Lined Rock Cavern in Japan."
 - [20] Yokoyama H., Shinohara S., Kato Y., (2002) "Demonstrative operation of pilot plant for compressed air energy storage power generation." *Jpn Electr Power Civ Eng Assoc, JEPOC J* 2002:151–4 in Japanese.
 - [21] Rutqvist J., Kim H., Ryu D., Synn J., Song W., (2012) "Modeling of coupled thermodynamic and geomechanical performance of underground compressed air energy storage in lined rock caverns." Vol 52 p. 71-81.
 - [22] Brandshaug T., Christianson M., Damjanac B., (2002) "Technical Review of the Lined Rock Cavern (LRC) Concept and Design Methodology: Mechanical Response of Rock Mass.", Itasca Consulting Group, Inc.
 - [23] Baccelli A., (2012) *Rapport d’option Sol et Sous Sol MINES-ParisTech*, "Etude des coûts d’investissement et des mécanismes de valorisation d’un AA-CAES."
 - [24] Leclair S., (2011) *Rapport d’option Sol et Sous Sol MINES-ParisTech*, "Conception et chiffrage de cavités minées pour le stockage d’énergie sous forme d’air comprimé."
 - [25] Berest P., Charpentier J.P., Habib P., (1985) "Etude du comportement mécanique d’un granite sous contraintes et températures élevées.", *Rapport CCE N° EUR 9572 FR*, Luxembourg.
 - [26] Homand-Etienne et al., (1989) "Thermally induced microcracking in granite: Characterization and analysis.", *Int. J. Rock Mech. Min. Sci. Geomech. Abstr.*, 26, 125–134,
 - [27] Takarli M., (2006), "Etude expérimentale de l’endommagement thermique du granite- Mesures destructives et non destructives."
 - [28] Heuzé, (1982) "High temperature mechanical, physical and thermal properties of granitic rocks." *Iny. J. Rock Mech. Min. Sci.*, Vol. 19, N°4, Aout 1982, pp. 167-183.
 - [29] Rejeb A., (1992) "Etude expérimentale de l’endommagement thermique du granite- Mesures destructives et non destructives."

- [30] Choinska M., (2006) "Effets de la température, du chargement mécanique et de leurs interactions sur la perméabilité du béton de structure."
- [31] Menou A., (2004) "Etude du comportement thermomécanique des bétons a haute température : approche multi-échelles de l'endommagement thermique."
- [32] Gaweska Hager I., (2004) "Comportement à haute température des bétons à haute performance- évolution des principales propriétés mécaniques."
- [33] De Sa C., (2007) "Etude hydro-mécanique et thermo-mécanique du béton : Influence des gradients et des incompatibilités de déformation."
- [34] Klinkenberg L.J., (1941) "The permeability of porous media to liquids and gases, Drilling and Production Practice" American Petroleum Inst., pp. 200–213.
- [35] Biot M.A., (1941) "General theory of three-dimensional consolidation." Journal of Applied Physics, 12, p. 155-164.
- [36] Biot M.A., (1955) "Theory of elasticity and consolidation for a porous anisotropic solid." Journal of Applied Physics, vol. 26, p. 182-185.
- [37] Biot M.A., (1977) "Variational Lagrangian-thermodynamics of nonisothermal finite strain mechanics of porous solids and thermomolecular diffusion." Int. J. Solids Structures, 13, p. 579-597.
- [38] Coussy O., (1991) "Mécanique des milieux poreux" Technip, Paris.
- [39] Coussy O., (1995) "Mechanics of porous continua" Wiley, New Yo.
- [40] Ficher S., Roman I., Harel H., Maron G. and Wagner M.D., (1981) "Simultaneous Determination of Shear and Yang's Moduli in composites." J. Testing and Evaluation, vol. 9, n° 5, pp. 303-307.
- [41] Brace W.F., Walsh W.T., (1968) "Permeability of granite under high pressure." Journal of Geophysical Research, Vol. 73, pp. 2225-2236.
- [42] Dana E., Skoczylas F., (1999) "Gas relative permeability and pore structure of sandstones." International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences, Vol. 36, pp. 613-625.
- [43] Hager I., (2013) "Behavior of cement concrete at high temperature, Bulletin of the polish academy of sciences" Technical sciences, Vol. 61, No. 1
- [44] Collet Y., (1977) "Etude des propriétés du béton soumis à des températures élevées entre 200 et 900°C." Annales des Travaux Publics Beiges, (4) :332–338.
- [45] Richter D., Simmons G., (1974) "Thermal expansion behavior of igneous rocks, International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences & Geomechanics Abstracts.", Vol. 1, Pages 403-411.
- [46] Hyland R. W. and Wexler A., (1983) "Formulations for the thermodynamic properties of dry air from 173.15 K to 473.15 K, and of saturated moist air from 173.15 K to 372.15 K, at pressures up to 5 MPa" ASHRAE Transact., 89, 520–535.

- [47] Picard, A., Davis, R. S., Glaser, M., and Fujii, K., (2008) "Revised formula for the density of moist air (CIPM-2007)" *Metrologia*, 45, 149– 155.
- [48] Feistel, R., Wright D. G., Kretzschmar H.J., Hagen E., Herrmann S. and Span R., (2010) "Thermodynamic properties of sea air." *Ocean Science*, 6, 91-141.
- [49] Herrmann S., Kretzschmar H.-J., Gatley D. P., (2009) "Thermodynamic Properties of Real Moist Air, Dry Air, Steam, Water, and Ice" ASHRAE RP-1485, American Society of Heating, Refrigeration, and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA.
- [50] Biot M.A., Willis D.G., (1962) "The elastic coefficients of the theory of consolidation" *Journ.Appl.Phys.*, vol.33,p 1482-1498.
- [51] Geertsma J. (1957), "The effect of fluid pressure decline on volumetric changes of porous rocks" *Petr.Trans.AM.Ins.Min.Eng.*, vol.210,no.12.p 331-340.
- [52] Nur A., Byerlee J.D., (1971) "an effective stress law for elastic deformation of rock with fluids" *Journ.Geophysical.Research.*, vol.76, no.26, p 11-26.
- [53] Zimmerman R.W., Somerton W.H., King M.S., (1986) "compressibility of porous rocks" *Journ.Geophysical.Research.*, vol.91, no.B12, p 12,765-12,777.
- [54] Carter J.P., Small J.C., Booker J.R., (1977) "A theory for finite elastic consolidation" *Int.J.Solids Structures.*, vol.13,p 467-478.
- [55] Rice J.R., Cleary M.P., (1976) " Some basic stress diffusion solutions for fluid-saturated elastic porous media with compressible constituents" *Rev.Geoph & Space Physics.*, vol.14, no.2, p227-241.
- [56] Rice J.R., (1975) "On the stability of dilatant hardening for saturated rock masses" *Journ.Geophysical.Research.*, vol.80,no.11, p 1531-1536.
- [57] Rice J.R., Rudnicki J.W., (1975) "conditions for localization of deformation in pressure-sensitive dilatant materials" *J.Mech.Phys.Solids.*, vol.23, p 371-394.
- [58] Rudnicki J.W., (1985) "Effect of pore fluid diffusion on deformation and failure of rock" *Mechanics of geomaterials*, Edited by Bazant Z., 1985 John Wiley & Sons Ltd, p 315-347.
- [59] Carter J.P., Randolph M.F., Wroth C.P, (1977)"Stress and pore pressure changes in clay during and after the expansion of a cylincrical cavity" *Int.J.Numerical & Analytical Methods in Geomechanics.*, vol.13, p 467-478.
- [60] Smith M.B., Patillo P.D., (1983) "Inelastic rock deformation with spatial variation of pore pressure" *Int.J.Numerical & Analytical Methods in Geomechanics.*, vol.7, p457-468.
- [61] Vardoulakis I., (1986) "Dynamic stability analysis of undrained simple shear on water saturated granular soils." *Int.J.Numerical & Analytical Methods in Geomechanics.*, vol10, p 177-190.
- [62] Chijimatsu M, Fujita T, Sugita Y, (2001) "Field experiments, results and THM behavior in the Kamaishi mine experiment". *Int J Rock Mech Mining Sci*;38(1):67–78.

- [63] Datta R., Bar D., Boyle W., (2004) "Measuring thermal, hydrological, mechanical and chemical responses in the Yucca Mountain Drift Scale Test." In: Stephansson O, Hudson JA, Jing L, editors. Coupled T–H–M–C processes in geo-systems: fundamentals, modeling, experiments and applications. Oxford: Elsevier Geo-Engineering Book Series;. p. 155–60,
- [64] Villar M.V., Garcia-Sineriz J.L., Barcena I., (2005) "State of the bentonite barrier after five years operation of an in situ test simulating a high level radioactive waste repository." Eng Geol;80(3–4):175–98.
- [65] Kull H., Jockwer N., Zhang C.L., (2007) "Measurement of thermally-induced porewater pressure increase and gas migration in the Opalinus Clay at Mont Terri." Phys Chem Earth;32(8–14):937–46.
- [66] Gatabin C., (2005) "Bentonite THM Mock-up experiments. Sensors data report TN DPC/SCCME 05-2-A." France: Atomic Energy Company (CEA).
- [67] Martin P.L., Barcala J.M., (2005) "Large scale buffer material test: Mock-up experiment at CIEMAT." Eng Geol;81(3):298–316.
- [68] Schiffman R.L., Arya S.K., (1977) "One-Dimensional consolidation", Numerical Methods in Geotechnical Engineering, chap.11, p 364-398.
- [69] Derski W., Kowalski S.J., (1979) "Equations of linear thermoconsolidation", Arch.Mech., 31, p 303-316.
- [70] Coussy O., (1991) "Mécanique des milieux poreux", Editions Technip, Paris.
- [71] Bear J., Corapcioglu M.Y., (1981) "A mathematical model for consolidation in a thermoelastic quifer due to hot water injection of pumping." Water Resour.Res. 17, 723-736.
- [72] Booker J. R., Savvidou C., (1985) "Consolidation around a point heat source." Int.J. Numer. Anal. Method.Geomech 9, 173-184.
- [73] McTigue D., (1986) "Thermoelastic response of fluid-saturated porous rock" J.Geophys. Res.91, 9533-9542.
- [74] Kurashige M., (1989) "A thermoelastic theory of fluid-filled porous materials" International Journal of Solids and Structures 25, 1039-1052.
- [75] Lewis R.W. , Schrefler B. A., (1987) "The Finite Element Method in the Deformation and Consolidation of Porous Media" Wiley, New York.
- [76] Smith D. , Booker J. (1993) "Green's functions for a fully coupled thermoporoelastic material" Int.J. Numer.Anal Geomech.17, 139-163.
- [77] Jiang Q. , Rajapakse R.K.N.D., (1994) "On coupled heat moisture transfer in deformable porous media" Q.JI.Mech.Appl.Math.47, 53-68.
- [78] Seneviratne H.N., Carter J.P., Booker J.R., (1994) "Analysis of fully coupled thermomechanical behavior around a rigid cylindrical heat source buried in clay." Int.J. Numer.Anal Geomech.18, 177-203.

- [79] Noorishad J. Tsang C.F. and Witherspoon P. A., (1984) "Coupled thermal_hydraulic_mechanical phenomena in saturated fractured porous rocks numerical approach." J.Geophys.Res 89, 10,365-10373
- [80] Ohnishi Y, Kobayashi A., (1996) "THAMES. In: Stephansson O, Jing L,Tsang C-F, editors. Coupled thermo-hydro-mechanical processes of fractured media." vol. 79. Elsevier: Developments in Geotechnical Engineering,. p. 545±9.
- [81] Guvanasen V, Chan T., (1995) "A new three-dimensional finite-element analysis of hysteresis thermohydromechanical deformation of fractured rock mass with dilatance in fractures." Proceedings of the Second Conference on Mechanics of Jointed and Faulted Rocks. Vienna, Austria, April 10±14,. p. 347±442.
- [82] Nguyen T.S., (1996) "Description of the computer code FRACON." In:Stephansson O, Jing L, Tsang C-F, editors. Coupled thermo-hydro-mechanical processes of fractured media, vol. 79. Elsevier: Developments in Geotechnical Engineering. p. 539±44.
- [83] Bower K.M., Zyvoloski G., (1997) "A numerical model for thermo-hydro-mechanical coupling in fractured rock." Int.J.Rock.Mech.Min.Sci.Geomech Abstr ;34:1201±11.
- [84] Pine R.J., Cundall P.A., (1985) "Application of the fluid rock interactioncprogram (FRIP) to the modeling of hot dry rock geothermal energy systems." In: Stephansson O, editor. Proceedings of the international symposium on fundamentals of rock joints. Sweden: Bjorkliden, p. 293±302.
- [85] Kohl T, Hopkirk R.J., (1995) "The finite element program "FRACTure" for the simulation of hot dry rock reservoir behavior" Geothermics;24:345±59.
- [86] Swenson DV, DuTeau R, Sprecker T., (1997) "A coupled model of fluid flow in jointed rock applied to simulation of a hot dry rock reservoir." Int J Rock Mech Min Sci Geomech Abstr;34:308.
- [87] Rutqvist J, Barr D, Datta R, (2005) "Coupled thermal–hydrological–mechanical analyses of the Yucca Mountain Drift Scale Test – comparison of field measurements to predictions of four different numerical models." Int J Rock Mech Mining Sci;42(5–6):680–97.
- [88] Bowen R.M., (1982) "Compressible porous media by use of the theory of mixtures." Int.J.Engng.Sci., vol.20, no.6, p 697-735,
- [89] Thomas HR, Sansom MR. (1995) "Fully coupled analysis of heat, moisture, and air transfer in unsaturated soil." J Eng Mech;121(3):392–405.
- [90] Zhou Y, Rajapakse R.K.N.D, Graham J. (1998) "A coupled thermoporoelastic model with thermo-osmosis and thermal-filtration." Int J Solids Struct;35(34–35):4659–83.
- [91] Rutqvist J, Borgesson L, Chijimatsu M, (2001) "Thermohydromechanics of partially saturated geological media: governing equations and formulation of four finite element models." Int J Rock Mech Mining Sci;38(1):105–27.

- [92] Khalili N, Loret B., (2001) "An elasto-plastic model for non-isothermal analysis of flow and deformation in unsaturated porous media: formulation." *Int J Solids Struct*;38(46–47):8305–30,
- [93] Schrefler BA, Pesavento F., (2004) "Multiphase flow in deforming porous material." *Comput Geotech*;31(3):237–50,
- [94] Koutsabeloulis NC, Hope SA., (1998) "Coupled stress/fluid/thermal multiphase reservoir simulation studies incorporating rock mechanics." *Proceedings of SPE/ISRM EUROCK-98 Symposium, Norway*,. p. 449±4.
- [95] Thomas HR, He Y, Sansom MR, Li CLW. (1996) "On the development of the thermo-mechanical-hydraulic behaviour of unsaturated soils". *Engng Geol*;41:197±218.
- [96] Olivella S., Carrera J., Gens A., Alonso E.E., (1994) "Nonisothermal multiphase flow of brine and gas through saline media." *Transp Porous Media*;15:271±93.
- [97] Lemmon E. W., Jacobsen R. T., Penoncello S. G. , Friend D. G., (2000) "Thermodynamic properties of air and mixtures of nitrogen, argon and oxygen from 60 to 2000 K at pressures to 2000." MPa. *J. Phys. Chem. Ref. Data*, 29, 331-362.
- [98] Rouabhi A., Tijani M., Hadj-Hassen F. (2012); "Thermodynamique de l'air humide, Caractérisation du system puits, Rapport interne du centre de Géosciences, Mines ParisTech.
- [99] Wagner A., Prub A., (2002); "The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use."

Etude du revêtement des cavités minées dans un stockage adiabatique d'air comprimé

RESUME : Le stockage de l'énergie constitue un enjeu majeur pour garantir la sécurité des réseaux électriques et favoriser le développement des énergies renouvelables. Véritable alternative aux stations de transfert d'énergie par pompage (STEP), le stockage d'énergie par air comprimé (CAES pour Compressed Air Energy Storage) fait partie des technologies les plus intéressantes. Dans les systèmes classiques utilisés actuellement, l'énergie de compression est perdue et l'air est préchauffé lors de la détente. Il en résulte une émission de CO_2 et un rendement faible de l'ordre de 50%. Le système AA-CAES (Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage) vise à pallier ces deux inconvénients en stockant la chaleur de compression dans un régénérateur thermique et en la restituant avant la détente dans la turbine. Compte tenu des fortes sollicitations thermiques, mécaniques et cycliques que subit cet ouvrage, la conception d'un revêtement capable d'assurer la stabilité, l'isolation et l'étanchéité constitue un enjeu principal du système. Ce point crucial constitue l'axe principal autour duquel s'articule cette thèse. Une campagne d'essais en laboratoire a été mise en œuvre pour étudier les comportements thermique, hydraulique et mécanique de tous les matériaux impliqués dans un régénérateur souterrain creusé dans une roche cristalline. Pour l'air humide, dont le comportement thermodynamique est mal connu dans la gamme des fortes températures et des pressions envisagées, un nouveau modèle théorique a été développé. De la même façon, un modèle thermo-hydro-mécanique a été développé pour un milieu poreux déformable saturé traversé par un fluide compressible. L'intégration de ce modèle dans un logiciel de calcul de structures par éléments finis a permis d'examiner plusieurs configurations de revêtement et d'étudier l'effet des mécanismes de couplage sur le champ de température et sur la stabilité mécanique. Afin de valider les développements effectués et les solutions de revêtement proposées, un prototype d'un régénérateur à échelle réduite combinant pression et température a été construit dans le laboratoire LITEN du CEA à Grenoble. Les résultats des expériences et des modélisations effectuées ont mis en évidence l'importance du phénomène de convection dans les briques isolantes du revêtement et la nécessité d'assurer l'étanchéité du système avant l'isolation thermique.

Mots clés : stockage d'air comprimé, AA-CAES, couplage thermo-hydro-mécanique.

Study of rock cavern lining for an advanced adiabatic compressed air storage

ABSTRACT : Energy storage is a major challenge to ensure the safety of electrical networks and to promote the development of renewable energies. Veritable alternative to Pumped Storage Hydropower (PSH), the energy storage using compressed air (for CAES Compressed Air Energy Storage) is one of the most interesting technologies. In conventional systems currently in use, the compression energy is lost and the air is preheated during the expansion phase. This results in emission of CO_2 and a low efficiency of about 50%. The AA-CAES (Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage) aims to overcome these two drawbacks by storing the heat of compression in a thermal regenerator and restoring it before expansion in the turbine. Given the high thermal, mechanical and cyclic loading subject to the regenerator, the design of a lining capable of ensuring stability, insulation and sealing is a main issue of the system. This crucial point is the main axis around which this research is articulated. A laboratory testing campaign has been conducted to study the thermal, mechanical and hydraulic behavior of all materials involved in the underground regenerator excavated in a crystalline rock. For the humid air, whose thermodynamic behavior is not well studied within the range of the high foreseen temperatures and pressures, a new theoretical model was developed. In the same way, a thermo-hydro-mechanical model was developed for a deformable porous medium saturated with a compressible fluid. The implementation of this last model into a finite element numerical code was used to examine several lining configurations and to study the effect of coupling mechanisms on the temperature field and the mechanical stability. To validate the developments made and the proposed lining solutions, a prototype of a small scale regenerator combining temperature and pressure was built in the LITEN laboratory of CEA in Grenoble. The results of the conducted experiments and modeling revealed the importance of the convection phenomenon in the insulating bricks of the lining and the need to seal the system before thermal insulation.

Keywords : compressed air energy storage, AA-CAES, thermo-hydro-mechanical coupling.