



HAL
open science

Étude numérique et expérimentale d'un système de valorisation de l'énergie solaire thermique des routes pour les besoins des bâtiments

Fébron Lionel Prince Sevi

► To cite this version:

Fébron Lionel Prince Sevi. Étude numérique et expérimentale d'un système de valorisation de l'énergie solaire thermique des routes pour les besoins des bâtiments. Génie des procédés. Université Savoie Mont Blanc, 2024. Français. NNT : 2024CHAMA005 . tel-04711245

HAL Id: tel-04711245

<https://theses.hal.science/tel-04711245v1>

Submitted on 26 Sep 2024

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

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

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR

DE L'UNIVERSITÉ SAVOIE MONT-BLANC

Spécialité : **Energétique et Génie des procédés**

Arrêté ministériel : 25 mai 2016

Présentée par

Fébron Lionel Prince SEVI

Thèse dirigée par **Benoit STUTZ**
et codirigée par **Frédéric BERNARDIN**

préparée au sein du **Laboratoire LOCIE**
dans **l'École Doctorale SIE**

Étude numérique et expérimentale d'un système de valorisation de l'énergie solaire thermique des routes pour les besoins des bâtiments.

Thèse soutenue publiquement le **24 mai 2024**,
devant le jury composé de :

M. Jean-Pierre BEDECARRATS

Professeur des Universités, UPPA, Président

Mme. Nathalie MAZET

Directrice de recherche, CNRS, Laboratoire PROMES, Rapporteur

M. Stéphane GINESTET

Professeur des Universités, INSA Toulouse, Rapporteur

Mme. Yasmine LALAU

Maîtresse de conférences, IMT Mines Albi, Examinatrice

M. Benoit STUTZ

Professeur des Universités, USMB, Directeur de thèse

M. Frédéric BERNARDIN

Chercheur, Cerema Clermont-Ferrand, Co-Directeur de thèse

M. Alexandre CUER

Directeur Adjoint, Cerema Clermont-Ferrand, Co-Encadrant de thèse

À ma mère.

*"Il y a quelque chose de plus fort que la mort, c'est la présence des absents dans la
mémoire des vivants"* Jean d'Ormesson

"Dédicace"

Remerciements

« Ceux qui ont un bon guide ne se perdent pas dans la jungle ». C'est par ces propos de Fatou Diome que je souhaite remercier toute l'équipe d'encadrement sans laquelle ce travail n'aurait pas abouti.

A Benoit STUTZ, je te présente toute ma gratitude pour m'avoir fait confiance depuis le stage jusqu'à la thèse. Je te remercie pour ton investissement dans le bon déroulement de cette thèse. J'ai été tout simplement chanceux de t'avoir eu comme Directeur de thèse. Tes nombreux conseils, ta disponibilité, tes suggestions, ton expertise scientifique m'ont permis de réussir cette thèse. Toute ta bienveillance et toutes tes autres qualités humaines dont tu as fait preuve envers moi m'ont aidé à avancer même dans les moments de doute.

A Frédéric BERNARDIN, je te remercie d'avoir co-dirigé cette thèse. Toute ma reconnaissance pour ton implication, même à distance tu as toujours été présent pour faire le point ensemble. Et quand il a été nécessaire, tu n'as ménagé aucun effort pour descendre sur le chantier ici au Bourget-du-Lac.

A Alexandre CUER, merci d'avoir co-encadré cette thèse. Le peu que j'ai appris de toi dans la programmation informatique m'a beaucoup aidé tout au long de cette thèse. Ta rigueur et ta vigilance dans la mise en place de l'instrumentation du système et de l'acquisition des données ont été cruciales dans la réussite de ce travail. Toi aussi, tu n'as pas ménagé tes efforts pour venir sur le terrain quand c'était nécessaire et je t'en remercie.

A Pierre DUTHON et à toute son équipe : David BICARD et Luc BICARD, je vous remercie pour avoir contribué fortement au déploiement de l'instrumentation, le pilotage et l'acquisition des données. Votre expertise m'a été de forte utilité tout au long de cette thèse.

A Jérôme DHERBECOURT et Thomas ATTIA, je vous remercie pour votre forte implication pour la réussite des travaux sur le chantier et de cette thèse. Toute votre disponibilité et le déploiement des moyens de Eiffage Route témoignent de l'intérêt de ce travail pour votre entreprise. Je remercie également Carlos et toute son équipe pour avoir construit le démonstrateur.

A Sébastien COLLIARD et à Marc PALOMARES pour votre implication dans le choix, la fourniture et la mise en place des capteurs géothermiques.

A Evelyne TOUSSAINT pour ta participation et ton implication dans le projet.

A Arnaud DIDIER et David CLOET, pour m'avoir accompagné techniquement durant toute cette thèse. Je vous suis reconnaissant pour tous ces travaux qu'on a faits ensemble

sur le chantier pour son bon fonctionnement.

A tout le personnel du Locie et particulièrement à Odile BAUDIN (secrétaire administrative), Barbara CALLOT (gestionnaire administrative) et Emmanuelle ROSAZ (gestionnaire administrative) qui m'ont beaucoup aidé dans les démarches administratives liées à l'achat du matériel.

A Nathalie MAZET et Stéphane GINESTET, je tiens à vous remercier d'avoir accepté lire mon manuscrit et d'être les rapporteurs de thèse.

A Jean-Pierre BEDECARRATS et Yasmine LALAU merci d'avoir accepté examiner ma thèse et de faire partie du jury.

J'exprime également toute ma reconnaissance à la région Auvergne-Rhône-Alpes, Eiffage Route, Elydan, Chambéry Grand Lac Économie et la Fondation Palladio pour avoir financé cette thèse.

Toute ma gratitude à ma famille de m'avoir soutenu et de toujours me témoigner votre affection.

A Elvyr, tu as toujours été de l'autre bout du téléphone pour échanger avec moi, me soutenir surtout dans les moments de doute. Je t'en suis reconnaissant.

A mes amis du Locie : Taini, Julie, Arnat, Cédric, Alessia L., Alessia B., Jaume, Romain, Yago, Appoline, Rameez, Xiaohui merci pour tous ces bons moments passés ensemble au Labo et en dehors.

A tous mes amis et notamment Christophe, Arlette, Vital, Mimoume, Raïnath merci d'avoir toujours été présents lorsque j'ai eu besoin de vous.

A tous ceux qui ont contribué d'une manière ou d'une autre à la réussite de cette thèse et que je n'ai pas mentionnés, je vous dis : merci.

Et comme le disait Snoop Dogg : « Last but not least, I wanna thank me ; I wanna thank me for believing in me ; I wanna thank me for doing all this hard work, for never quitting ».

Et pour boucler la boucle, je dis simplement : To God be the Glory !

Table des matières

Remerciements	ii
Liste des tableaux	vii
Liste des figures	xi
Liste des sigles et abréviations	xi
Résumé	xii
Abstract	xiii
Nomenclature	xiv
Introduction générale	1
1 État de l'art	4
1.1 Introduction	5
1.2 Les techniques de récupération d'énergie dans les chaussées	5
1.2.1 Les capteurs photovoltaïques routiers	6
1.2.2 Les générateurs piézoélectriques	7
1.2.3 Les chaussées à capteur thermique	8
1.2.4 Le projet Dromotherm	11
1.3 Le stockage inter saisonnier de l'énergie	16
1.4 Stockage thermique souterrain	18
1.4.1 Les ATES	19
1.4.2 Les BTES	20
1.4.3 Les TTES	23
1.4.4 Les PTES	25
1.5 Modélisation du changement de phase dans un stockage thermique	28
1.5.1 Méthode de Stefan	30
1.5.2 Méthode du Cp équivalent	32
1.5.3 Méthode enthalpique	32
1.6 Synthèse	33

2	Présentation du dispositif expérimental	34
2.1	Introduction	35
2.2	Description du système	35
2.3	Construction du prototype	37
2.3.1	Capteur thermique routier	37
2.3.2	Stockage thermique	41
2.3.3	Système énergétique	46
2.4	Instrumentation	46
2.4.1	Station météo	46
2.4.2	Instrumentation de la chaussée	47
2.4.3	Instrumentation du stockage thermique	48
2.4.4	Instrumentation des circuits hydrauliques	50
2.4.5	Acquisition des données	51
2.5	Pilotage du système	51
2.6	Conclusion	55
3	Modélisation d'un stockage thermique souterrain	56
3.1	Introduction	57
3.2	La discrétisation du stockage en éléments simples	57
3.3	Modélisation du transfert de chaleur sans changement de phase	59
3.4	Description du transfert de chaleur avec changement de phase	62
3.5	Conditions aux limites	65
3.6	Résolution des équations	66
3.7	Validation du modèle numérique du stockage thermique	66
3.7.1	1er essai : Évaluation du modèle en cas de décharge sensible du stockage thermique	66
3.7.2	2ème essai : Évaluation du modèle en cas de décharge avec prise en glace partielle du stockage	72
3.7.3	3ème essai : Recharge du stockage	78
3.8	Conclusion	81
4	Simulations et Performances annuelles du système Route-Stockage-Bâtiment	83
4.1	Introduction	85
4.2	Modélisation thermique du bâtiment	85
4.2.1	Présentation des différents modèles de bâtiments	85
4.2.2	Modélisation RC du bâtiment	86
4.2.3	Estimation du besoin en ECS de l'habitat	87
4.2.4	Simulation annuelle du besoin du bâtiment	88
4.3	Modélisation de la Pompe à Chaleur	90
4.4	Modélisation 1D de l'échangeur thermique routier	93
4.4.1	Description du modèle	93

4.4.2	Validation du modèle 1D de l'échangeur thermique	95
4.5	Modélisation de l'échangeur intermédiaire	97
4.6	Simulation annuelle du système Route-Stockage-Bâtiment	98
4.6.1	Application du système au cas d'une maison individuelle	98
4.6.2	Application du système au cas du petit collectif	103
4.7	Influence de divers paramètres sur les performances du système	106
4.7.1	Influence de la surface du capteur thermique routier	106
4.7.2	Influence du volume du stockage	109
4.7.3	Influence du site d'implantation du système	112
4.8	Conclusion	115
	Conclusion générale	116
	Perspectives	118
	Bibliographie	120
	A Fiches techniques	128
A.1	Fiche technique de la PAC Geolia	128
A.2	Fiche technique de la pompe de relevage IWAKI	129
A.3	Fiche technique du circulateur GRUNDFOS ALPHA2	130
A.4	Fiche technique du circulateur GRUNDFOS MAGNA1	131
A.5	Fiche technique du ventilo-convecteur	132
A.6	Fiche technique du bain thermostatique	133
	B Coefficients a, b et c	134

Liste des tableaux

Table 2.1	Propriétés des différentes couches de la chaussée	41
Table 2.2	Porosité et densité des échantillons	45
Table 2.3	Propriétés des différentes couches du stockage	46
Table 3.1	Erreurs absolues de simulation lors du 1er essai	70
Table 3.2	Erreurs absolues de simulation lors du 2ème essai	75
Table 3.3	Écarts entre le modèle et les températures moyennes expérimentales de simulation durant le 3ème essai	79
Table 4.1	Comparaison des données climatiques entre Chambéry, Rouen et Perpignan.	112
Table 4.2	Comparaison des résultats entre Chambéry, Rouen et Perpignan . .	114
Table 4.3	Comparaison des performances du système entre Chambéry, Rouen et Perpignan	115

Liste des figures

Figure 1	Projection du mix énergétique de l'UE dans les années à venir . . .	1
Figure 1.1	Les différentes formes d'énergies disponibles dans les chaussées .	5
Figure 1.2	Les 3 couches d'un revêtement photovoltaïque	6
Figure 1.3	Différentes projets de routes solaires pv dans le monde	7
Figure 1.4	Principe de fonctionnement des générateurs piézoélectriques . . .	8
Figure 1.5	Phénomènes de transferts thermiques dans les chaussées	8
Figure 1.6	Durée de vie des chaussées en fonction de leur température maxi- male	9
Figure 1.7	Principe de fonctionnement du pont SERSO	10
Figure 1.8	Pont SERSO en fonctionnement	10
Figure 1.9	Un chantier de route thermique Power Road de Eurovia	11
Figure 1.10	Schéma de principe de fonctionnement de la chaussée Dromo- therm en mode récupération de chaleur	12
Figure 1.11	Schéma de principe de fonctionnement de la chaussée Dromo- therm en mode déneigement- déverglage	12
Figure 1.12	Schéma en 2D de la chaussée	13
Figure 1.13	Démonstrateur d'Egletons	14
Figure 1.14	Température journalière de la couche de surface et de l'enrobé drainant en octobre 2015	14
Figure 1.15	Température journalière de la couche de surface et de l'enrobé drainant en février 2016	15
Figure 1.16	Profils des températures expérimentales	16
Figure 1.17	Décalage entre la production solaire et la demande d'énergie dans les bâtiments	17
Figure 1.18	Les différents modes de stockage thermique inter-saisonnier . . .	17
Figure 1.19	Les différents modes de stockage thermique inter-saisonnier . . .	19
Figure 1.20	Le principe de fonctionnement des ATES	20
Figure 1.21	Stockage d'énergie thermique dans les forages	21
Figure 1.22	Stockage d'énergie thermique dans les forages	21
Figure 1.23	Drake Landing Solar Community	22
Figure 1.24	Drake Landing Solar Community 2	23

Figure 1.25	Les différentes zones de températures dans les TTES	24
Figure 1.26	Les différentes couches de l'enveloppe des TTES	24
Figure 1.27	TTES installé à Munich.	25
Figure 1.28	Excavation du PTES de Eggenstein-Leopoldshafen.	26
Figure 1.29	Remplissage du PTES de Eggenstein-Leopoldshafen.	26
Figure 1.30	Le toit du PTES de Eggenstein-Leopoldshafen.	27
Figure 1.31	Les critères d'intégration d'un PTES dans un système de chauffage.	28
Figure 1.32	Évolution des températures du sol au voisinage d'une corbeille géothermique soumise à un essai de prise en glace du sol	30
Figure 1.33	Les phases d'un matériau à change de phase	31
Figure 2.1	Schéma du système	35
Figure 2.2	Schéma hydraulique du système	36
Figure 2.3	Démonstrateur Dromotherm implanté sur l'avenue du Lac Léman de Savoie Technolac	37
Figure 2.4	Schéma descriptif de la structure de la chaussée installée (vue de face)	38
Figure 2.5	Schéma descriptif de la structure de la chaussée installée (vue de dessus)	38
Figure 2.6	Les caniveaux amont et aval et les rainures	39
Figure 2.7	La pose de l'enrobé étanche	39
Figure 2.8	La pose de l'enrobé drainant	40
Figure 2.9	La pose de l'enrobé de surface	40
Figure 2.10	Schéma du stockage thermique (vue de face)	41
Figure 2.11	Coffrage métallique avec isolation du stockage	42
Figure 2.12	Remplissage et compactage d'une couche du stockage	42
Figure 2.13	Tube géothermiques en forme de spirale dans le stockage	43
Figure 2.14	Isolation du toit du stockage thermique	44
Figure 2.15	Dalle en béton de du stockage thermique	44
Figure 2.16	3 échantillons de sable saturé en eau dans une étuve pour séchage	45
Figure 2.17	La pompe à chaleur , ballon tampon et le ventilo-convecteur	46
Figure 2.18	Station météo	47
Figure 2.19	Plan d'implantation des thermocouples dans la chaussée	48
Figure 2.20	Thermocouples type T posés dans la chaussée	48
Figure 2.21	Plan d'implantation des capteurs dans le stockage (vue de dessus)	49
Figure 2.22	Plan d'implantation des capteurs dans le stockage (vue de face)	49
Figure 2.23	Mise en place des capteurs de température dans une couche du stockage thermique	50
Figure 2.24	Les différents capteurs mis en place dans les circuits hydrauliques	50
Figure 2.25	Les différents coffrets contenant les modules d'acquisitions	51
Figure 2.26	L'échangeur thermique routier Dromotherm installé (vue aérienne)	52

Figure 2.27	Fuites d'eau dans les caniveaux amont (à gauche) et aval (à droite)	53
Figure 2.28	Bain thermostatique de 3kW utilisé en lieu et place du capteur thermique routier Dromotherm	54
Figure 3.1	Schéma du modèle du stockage thermique	58
Figure 3.2	Changement de phase dans une couche du stockage	63
Figure 3.3	Changement de phase dans une couche du stockage (dégel)	64
Figure 3.4	Puissance extraite par la PAC lors de la première expérimentation du 27 février au 03 mars 2023	67
Figure 3.5	Température du stockage du 27 février au 03 mars 2023	69
Figure 3.6	Températures du fluide caloporteur en entrée et sortie des échangeurs géothermiques spiralés lors de la première expérimentation du 27 février au 03 mars 2023	70
Figure 3.7	Évolution de la température en fonction de la profondeur du stockage lors de la première expérimentation du 27 février au 03 mars 2023	71
Figure 3.8	Puissance extraite par la PAC lors de la seconde expérimentation du 5 avril au 5 mai 2023	72
Figure 3.9	Températures du fluide caloporteur en entrée et sortie des échangeurs géothermiques spiralés lors de la seconde expérimentation du 5 avril 5 mai 2023	73
Figure 3.10	Température du stockage lors de la seconde expérimentation du 5 avril 5 mai 2023	74
Figure 3.11	Évolution de la température en fonction de la profondeur du stockage lors du 2ème essai	75
Figure 3.12	Évolution de l'épaisseur de glace dans le stockage du 05 avril au 05 mai 2023	76
Figure 3.13	Bilan d'énergie dans le stockage du 05 avril au 05 mai 2023	77
Figure 3.14	Puissance fournie au stockage du 6 au 13 octobre 2023	78
Figure 3.15	Température du stockage du 06 au 13 octobre 2023	79
Figure 3.16	Évolution de la température en fonction de la profondeur du stockage lors du 3ème essai	80
Figure 4.1	Equivalent R3C du bâtiment	86
Figure 4.2	Température extérieure au Bourget-du-Lac sur une année type	89
Figure 4.3	Besoin de chauffage et de d'ECS du bâtiment	89
Figure 4.4	Schéma de fonctionnement de la PAC	90
Figure 4.5	COP réel de la PAC ATLANTIC GEOLIA 5 en fonction du COP Carnot	92
Figure 4.6	Schéma détaillé de l'échangeur thermique routier	93
Figure 4.7	Maillage de la chaussée	96

Figure 4.8 Comparaison du modèle 1d au modèle 2d de l'échangeur thermique routier.	97
Figure 4.9 Rayonnement solaire global au Bourget-du-Lac sur une année type	98
Figure 4.10 Rayonnement solaire atmosphérique au Bourget-du-Lac sur une année type	99
Figure 4.11 La vitesse du vent au Bourget-du-Lac sur une année type	99
Figure 4.12 Simulation du démonstrateur sur une année type	100
Figure 4.13 Évolution de l'épaisseur de glace dans le stockage	101
Figure 4.14 Évolution du COP de la PAC	102
Figure 4.15 Bilan d'énergie annuel du système	103
Figure 4.16 Simulation annuelle du système avec un logement collectif au Bourget-du Lac	104
Figure 4.17 Évolution de l'épaisseur de glace dans le stockage pour un logement collectif au Bourget-du Lac	105
Figure 4.18 Évolution du COP de la PAC pour un logement collectif au Bourget-du Lac	105
Figure 4.19 Bilan d'énergie du système pour un bâtiment collectif	106
Figure 4.20 Impact de la surface de l'échangeur thermique sur la température moyenne du stockage thermique et la prise en glace	107
Figure 4.21 Impact de la surface de l'échangeur thermique sur la température moyenne du stockage thermique	107
Figure 4.22 Évolution de la chaleur transmise par l'échangeur thermique routier au stockage thermique en fonction du COP moyen pour différentes ratios de surface échangeur / surface habitable	108
Figure 4.23 Impact du volume de stockage sur la température moyenne du stockage thermique et la prise en glace	110
Figure 4.24 Impact du volume de stockage sur les pertes thermiques du stockage	110
Figure 4.25 Impact du volume de stockage sur la performance de la pompe à chaleur	111
Figure 4.26 Évolution de l'énergie récupérée et du COP moyen en fonction du volume du stockage	112
Figure 4.27 Simulation du système à Rouen	113
Figure 4.28 Simulation du système à Perpignan	114

Résumé

La réduction des émissions de gaz à effet de serre provenant des énergies fossiles combinée à l'augmentation de la demande mondiale en énergie représente un défi majeur pour l'humanité. Nous ne pourrions le résoudre sans un recours massif aux énergies renouvelables. L'énergie solaire est l'une des formes renouvelables les plus abondantes et disponibles. Diverses techniques sont utilisées pour exploiter cette énergie, telles que les panneaux solaires photovoltaïques pour la production d'électricité et les capteurs solaires thermiques pour la production de chaleur.

Récemment, une autre approche a émergé, celle des routes solaires, offrant à la fois des infrastructures de transport et des capacités de captation d'énergie solaire. Dans ce contexte, cette thèse propose l'étude et le développement d'un système couplant énergétiquement une chaussée à un bâtiment via un stockage thermique.

Le concept repose sur la récupération de chaleur de la chaussée pendant les périodes chaudes, via un fluide caloporteur circulant dans un revêtement de chaussée drainant placé sous la couche de roulement. Cette chaleur est ensuite stockée au sein d'un stockage thermique composé de sable saturé en eau en sous-sol du bâtiment afin d'être mobilisée ultérieurement. Le chauffage et la production d'eau chaude sanitaire mettent en œuvre une pompe à chaleur. Un modèle thermique et énergétique a été développé pour l'ensemble du système. Les prédictions du modèle sont comparées aux résultats expérimentaux obtenus à l'aide d'un démonstrateur spécifiquement développé pour les besoins de l'étude.

Les simulations annuelles montrent qu'il est possible de chauffer efficacement des maisons individuelles ou des petits collectifs répondants aux réglementations énergétiques actuelles en valorisant l'énergie thermique des routes avec un coefficient de performance moyen de la pompe à chaleur voisin de 6.5. Une étude de sensibilité du système a montré que la superficie du capteur, le volume du stockage et le lieu d'implantation ont une influence sur les performances du système.

Mots clés : Capteur thermique routier- Énergie solaire thermique- Stockage thermique souterrain- Pompe à Chaleur- Bâtiment Basse Consommation.

Abstract

Reducing greenhouse gas emissions from fossil fuels combined with increasing global energy demand represents a major challenge for humanity. We will not be able to solve it without massive recourse to renewable energies. Solar energy is one of the most abundant and available forms of renewable energy. Various techniques are used to harness this energy, such as photovoltaic solar panels for electricity production and solar thermal collectors for heat production.

Recently, another approach has emerged, that of asphalt solar collector, offering both transport infrastructure and solar energy capture capacities. In this context, this thesis proposes the study and development of a system energetically coupling a roadway to a building via thermal storage.

The concept is based on recovering heat from the roadway during hot periods, via a heat transfer fluid circulating in a draining road surface placed under the wearing course. This heat is then stored in a thermal storage composed of sand saturated with water in the basement of the building in order to be mobilized later. Heating and domestic hot water production use a heat pump. A thermal and energy model has been developed for the entire system. The model predictions are compared to experimental results obtained using a demonstrator specifically developed for the needs of the study.

Annual simulations show that it is possible to efficiently heat individual houses or small collectives meeting current energy regulations by using the thermal energy of the roads with an average coefficient of performance of the heat pump close to 6.5. A sensitivity study of the system showed that the surface area of the sensor, the storage volume and the location have an influence on the performance of the system.

Keywords : Asphalt solar collector- - Solar thermal energy - Underground thermal storage - Heat pump - Low consumption building.

Nomenclature

Symbole	Description, Unité
a	Diffusivité thermique du sous-sol, $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
C	Capacité thermique volumique, $\text{J}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{K}^{-1}$
COP	Coefficient de Performance, (-)
C_p	Capacité thermique massique, $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
\dot{m}	Débit massique du fluide, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
h	Épaisseur d'une couche de la chaussée, m ou Coefficient d'échange convectif, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
H_v	Coefficient d'échange convectif entre la surface de la route et l'air, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
L	Longueur d'un tube, m ou Chaleur latente de fusion de l'eau, $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$
m	Masse d'une couche de chaussée ou du stockage, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
N_{pers}	Nombre d'occupants du bâtiment, -
N_{tubes}	Nombre de tubes, -
N_u	Nombre de Nusselt, -
P	Puissance, W
\dot{q}	Débit volumique du fluide, $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$
Q	Quantité de chaleur, W
R	Rayonnement solaire, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ ou Résistance thermique, $\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$
R_{th}	Résistance thermique, $\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$
r	Rayon du tube géothermique spiralé, m
S	Aire d'une surface, m^2
t	Temps, s
t_f	Date la plus froide de l'année, s
T	Température, K
U	Énergie interne, J
V	Volume, l
z	La profondeur par rapport à la surface du sol, m

Indices

Notation	Signification
amb	ambiant
amp	amplitude annuelle
atm	atmosphérique
bat	bâtiment
be	béton
cal	caloporteur
c	chaud
d	couche drainante
dro	dromotherm
ECS	eau chaude sanitaire
e	externe
elec	électrique
exp	expérimental
ext	extérieur
f	froid
geo	géothermique
i	interne
inf	infiltration
inj	injection
inj_dro	injection dans le dromotherm
inj_pac	injection dans la pac
inj_sto	injection dans le stockage
inter	interface
int	intérieur
iso	isolant
lat	latéral
li	couche liquide i
m	mur
moy	moyenne
pac	pompe à chaleur
s	couche de surface
si	couche solide i
sor	sortie
sor_dro	sortie du dromotherm
sor_pac	sortie de la pac
sor_sto	sortie du stockage
sto	stockage

Alphabet grec

Symbole	Description, Unité
α	Albédo, (-)
ϵ	Émissivité ou efficacité, (-)
λ	Conductivité thermique, $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
ω_a	Pulsation annuelle, $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$
ϕ	Porosité de la couche drainante, (-)
ρ	Masse volumique, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
σ	Constante de Stefan-Boltzmann, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-4}$

Introduction générale

Le monde fait actuellement face à un dérèglement climatique largement imputable à l'utilisation des énergies fossiles, responsables de trois quarts des émissions de gaz à effet de serre (GES) [1]. Au sein de l'Union Européenne (UE), ces émissions représentent près de 9 % des émissions mondiales de CO₂ en 2019 [2]. Pour atténuer ces émissions et leurs impacts sur le climat, l'UE s'est engagée à réduire ses émissions de GES de 40 % d'ici 2030 et de 80 à 90 % d'ici 2050 par rapport à 1990 [3]. Cette transition nécessite la décarbonation du secteur de l'énergie, passant des énergies fossiles aux énergies renouvelables. L'UE vise à porter la part des énergies renouvelables à 32% d'ici 2030, comme illustré dans la Figure 1.

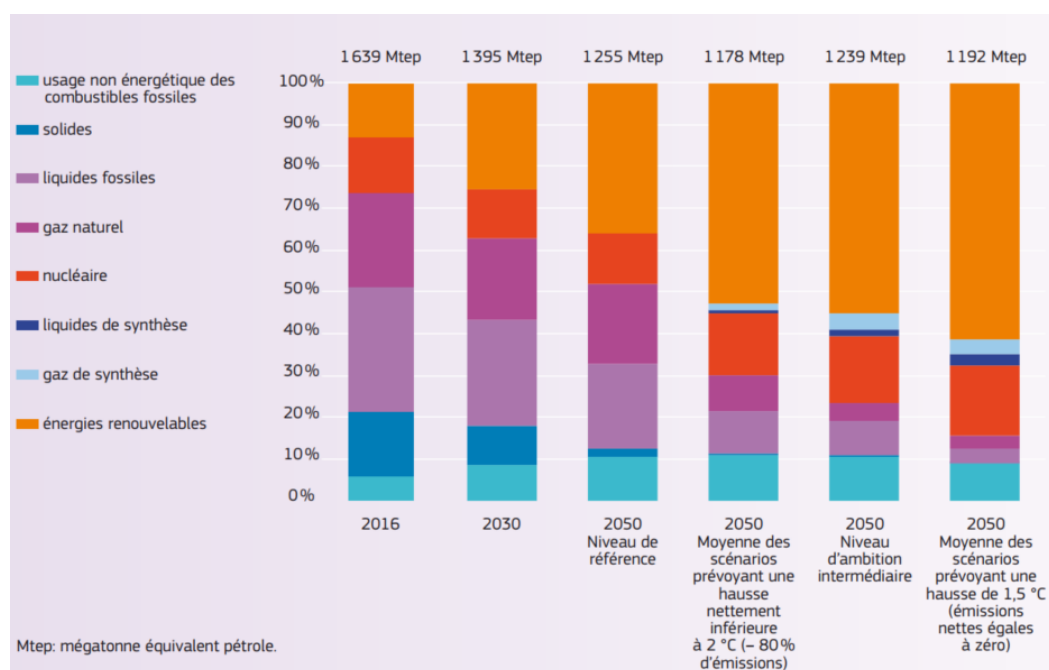


FIGURE 1 – Projection du mix énergétique de l'UE dans les années à venir [3]

L'énergie solaire représente l'une des sources renouvelables les plus abondantes et accessibles. Pour en tirer parti, on utilise des capteurs tels que les panneaux photovoltaïques ou les capteurs solaires thermiques, produisant respectivement de l'électricité ou de la chaleur. Les routes pourraient également servir de capteurs solaires. En France, le réseau routier, avec ses 1 103 000 km de voies, dont 700 000 km de routes communales et rues, reçoit plus de 4000 TWh d'énergie solaire par an (estimation réalisée sur une largeur

moyenne des routes de 6 m, une irradiation moyenne de 1400 kWh/m^2 , et un ombrage moyen de 50%) [4]. Une partie de cette énergie pourrait être utilisée pour produire de l'eau chaude sanitaire (ECS) et du chauffage dans les bâtiments, représentant 44 % de la consommation énergétique finale en France [5]. Cependant, bien que l'énergie solaire soit abondante en été, les besoins en chauffage sont concentrés pendant la période hivernale de novembre à mars. Ainsi, un stockage inter-saisonnier est nécessaire pour compenser ce décalage. Le projet Dromotherm vise à récupérer l'énergie thermique des routes en été, à la stocker dans le sol près des bâtiments, puis à l'utiliser pour répondre aux besoins en ECS et en chauffage grâce à une pompe à chaleur (PAC). Cette thèse est au cœur du projet Dromotherm soutenu par la Région Auvergne Rhône-Alpes et vient à la suite d'une première effectuée au Cerema qui a pu démontrer qu'on peut récupérer de la chaleur avec la chaussée via un échangeur thermique dédié. Elle s'inscrit dans le cadre du «Pack Ambition Recherche 2025» de la Région Auvergne-Rhône-Alpes et se déroule en partenariat entre l'Université Savoie Mont Blanc, le Cerema, l'Institut Pascal, les entreprises Eiffage Route et Elydan. L'objectif principal est d'étudier le comportement thermique dynamique de l'ensemble du système, incluant la route, le stockage et le bâtiment, avec un accent particulier porté à la modélisation d'un stockage de chaleur de subsurface constitué de sable saturé d'eau permettant de mobiliser l'énergie latente de fusion/solidification de l'eau lors des périodes de charge et recharge du stockage. Cette thèse doit donc répondre aux objectifs intermédiaires suivants :

- développer un modèle thermique dynamique simulant le comportement du système complet ;
- construire un démonstrateur servant de plate-forme expérimentale ;
- valider expérimentalement le modèle numérique établi ;
- simuler et calculer les performances annuelles du système.

La thèse est structurée en quatre chapitres. Le premier chapitre est dédié à l'état de l'art. Dans un premier temps, nous examinons les diverses techniques de récupération de l'énergie dans les chaussées telles que décrites dans la littérature scientifique. Ensuite, nous détaillons les différents systèmes de stockage de l'énergie thermique, en mettant particulièrement l'accent sur les systèmes de stockage souterrain. Enfin, nous exposons les différentes méthodes de modélisation du phénomène de changement de phase qui peuvent être observées dans ces types de stockage.

Le deuxième chapitre présente la plate-forme expérimentale qui sert de démonstrateur du système. Nous décrivons étape par étape les différents processus de construction de la chaussée, du stockage, du bâtiment témoin, ainsi que de l'instrumentation et de l'acquisition des données.

Le troisième chapitre se concentre sur la modélisation des transferts de chaleur dans le stockage thermique souterrain utilisé dans le système. Une attention particulière est accordée au phénomène de changement de phase dans le stockage, et les différents essais expérimentaux y sont présentés dans le but de valider le modèle développé.

Enfin, dans le quatrième et dernier chapitre, nous présentons un modèle de transfert thermique de l'ensemble du système. Nous présentons les différentes simulations annuelles de ce modèle à l'échelle d'une maison individuelle et d'une résidence collective. De plus, nous menons une étude sur l'influence de certains paramètres sur les performances énergétiques du système, ouvrant ainsi la voie aux premières pistes de développement d'un outil de dimensionnement.

1

État de l'art

1.1	Introduction	5
1.2	Les techniques de récupération d'énergie dans les chaussées	5
1.2.1	Les capteurs photovoltaïques routiers	6
1.2.2	Les générateurs piézoélectriques	7
1.2.3	Les chaussées à capteur thermique	8
1.2.4	Le projet Dromotherm	11
1.3	Le stockage inter saisonnier de l'énergie	16
1.4	Stockage thermique souterrain	18
1.4.1	Les ATES	19
1.4.2	Les BTES	20
1.4.3	Les TTES	23
1.4.4	Les PTES	25
1.5	Modélisation du changement de phase dans un stockage thermique	28
1.5.1	Méthode de Stefan	30
1.5.2	Méthode du Cp équivalent	32
1.5.3	Méthode enthalpique	32
1.6	Synthèse	33

1.1 Introduction

Ce premier chapitre vise à proposer un état de l'art sur les différents systèmes de chaussées récupératrices d'énergie et les systèmes de stockage de chaleur pour le chauffage des bâtiments. Dans un premier temps, nous allons décrire les différentes techniques de récupérations d'énergie dans les chaussées tout en mettant en lumière leurs avantages et inconvénients et des exemples d'applications dans le monde. Dans un second temps, nous présentons les systèmes de stockage de chaleur inter saisonnier existants pour le chauffage des bâtiments et plus particulièrement les systèmes de stockage souterrain de la chaleur. Enfin, nous exposons les différentes méthodes de modélisation du phénomène de changement de phase qui peut apparaître dans ce type de stockage.

1.2 Les techniques de récupération d'énergie dans les chaussées

Les routes jouent un rôle essentiel dans le déplacement des personnes d'un point A à un point B et dans la connexion des communautés humaines. La surface d'une chaussée est continuellement exposée à la charge des véhicules et au rayonnement solaire, ce qui induit des vibrations mécaniques et des gradients thermiques dans les couches de la chaussée [6]. Ces derniers peuvent être exploités, la chaussée pouvant être ainsi considérée comme une source d'énergie qui se décline en trois catégories selon la source d'énergie exploitée : l'énergie mécanique des véhicules transmise à la chaussée, le rayonnement solaire en surface et la chaleur emmagasinée dans la chaussée [7]. La Figure 1.1 montre les différentes d'énergies disponibles dans les chaussées.

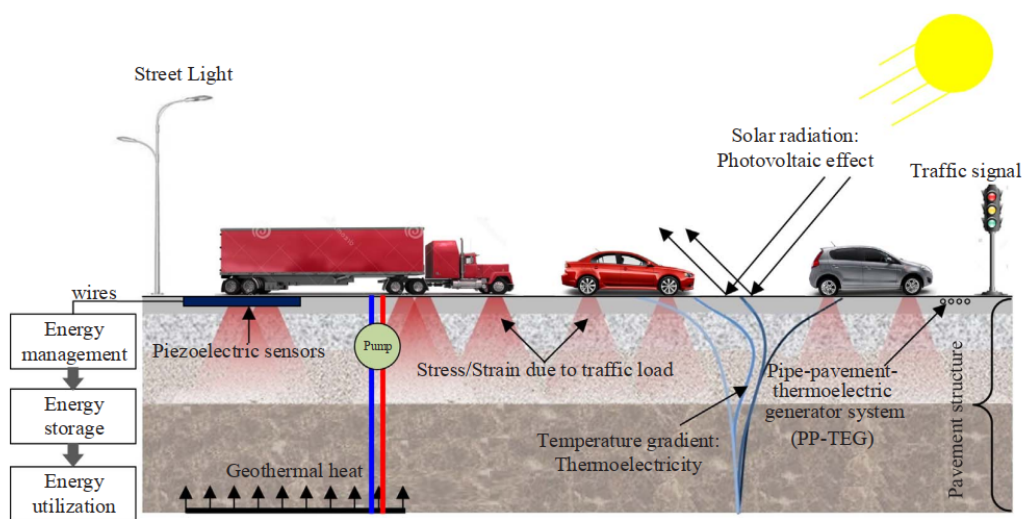


FIGURE 1.1 – Les différentes formes d'énergies disponibles dans les chaussées [6]

1.2.1 Les capteurs photovoltaïques routiers

Le concept de chaussée photovoltaïque a émergé au cours de la dernière décennie. L'idée derrière ce concept est d'installer des cellules photovoltaïques sur la couche de surface des chaussées pour générer de l'électricité pour éclairer la nuit et alimenter des équipements électriques à proximité de la voirie [8]. Le revêtement photovoltaïque se compose de trois couches principales que sont (de haut en bas) : la couche transparente de la surface, la couche fonctionnelle intermédiaire et la couche protectrice inférieure comme le montre la Figure 1.2.

La couche transparente de surface étant le canal d'entrée du rayonnement solaire, elle doit avoir un indice de transparence élevée pour garantir la production de l'électricité. Aussi, étant directement en contact avec les véhicules, elle doit répondre à des propriétés mécaniques strictes pour supporter le poids du trafic que sont : la solidité, la rigidité, la stabilité, la durabilité, la résistance à la fatigue et la résistance aux chocs [9].

La couche intermédiaire contient des cellules photovoltaïques (mono ou poly cristallins) pour convertir la lumière du soleil en électricité. D'autres éléments fonctionnels tels que les diodes électroLuminescentes pour assurer le marquage routier par exemple, les éléments chauffants si une fonction de chauffage est recherchée et des capteurs de contrôle sont également positionnés dans cette couche pour apporter une « intelligence » à l'infrastructure dans le cadre plus général des systèmes de transports intelligents [10].

La couche inférieure a pour rôle de transférer les charges des couches supérieures vers le sol, de protéger les cellules solaires et d'autres éléments électroniques et de sceller les modules de la chaussée pour éviter la pénétration de l'humidité [10].

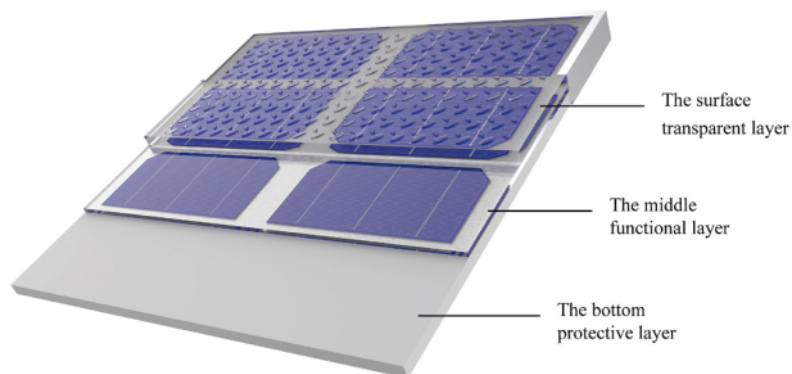


FIGURE 1.2 – Les 3 couches d'un revêtement photovoltaïque [10]

Plusieurs projets de recherches sur ce concept ont été développés et testés dans plusieurs pays dans le monde. En 2014 aux USA, le couple Brusaw a mis en place le premier parking doté de revêtement photovoltaïque au monde (Figure 1.3-a), connu sous le nom de Solar Roadway . Aux Pays-Bas, la même année, le TNO a construit la première piste cyclable photovoltaïque au monde d'une longueur de 70 m et composée de 27 modules photovoltaïques (PV) de dimensions 2.5 m x 3.5 m (Figure 1.3-b). En 2016, en France,

la première route solaire au monde, "Wattway", d'une longueur de 1 *km* a été construite en Normandie. Cette technologie a été développée par l'entreprise Colas en collaboration avec l'Institut National de l'Energie Solaire (INES) (Figure 1.3-c). En 2017 à Shandong en Chine, la première autoroute photovoltaïque au monde a été construite par le groupe Qilu et la Shandong Guangshi Energy Corporation. Longue de 1080 *m* et d'une superficie totale de 5875 *m*², elle peut supporter de lourdes charges et peut produire jusqu'à 1 million de kWh par an soit 17 *kWh/m*² par an (Figure 1.3-d). En Hongrie, un système de revêtement pour trottoirs utilisant des cellules solaires et des plastiques recyclés a été construit par la société Platio (Figure 1.3-e). En Allemagne, plus précisément à Erfurtstadt une piste cyclable solaire de 90 *m* de long a été posée avec une production d'électricité annuelle estimée de 80 *kWh/m*² [9, 11, 8].

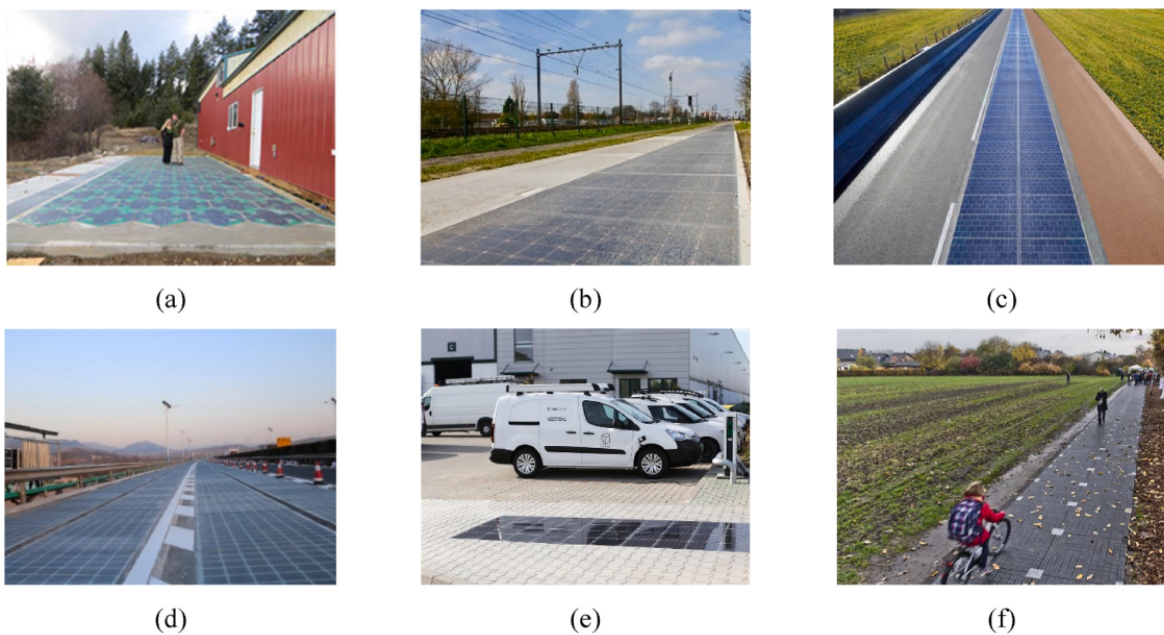


FIGURE 1.3 – Différents projets de routes solaires pv dans le monde [9]

1.2.2 Les générateurs piézoélectriques

Le mot «piezo» vient du grec et signifie «pression». La piézoélectricité est un phénomène physique permettant de produire de l'électricité lorsque l'on met sous contrainte certains matériaux dit piézoélectriques [12]. Lorsqu'un véhicule (ou un piéton) passe sur la chaussée, elle applique une pression sur la surface de roulement. Si cette dernière est équipée de matériaux piézoélectrique, la contrainte générée peut être exploitée pour produire de l'électricité comme le montre la Figure 1.4. . Le quartz et l'amazonite sont des matériaux piézoélectriques naturels tandis que la titanite de baryum, la titanite de plomb et la titanite de zirconate de plomb sont des cristaux artificiels [13].

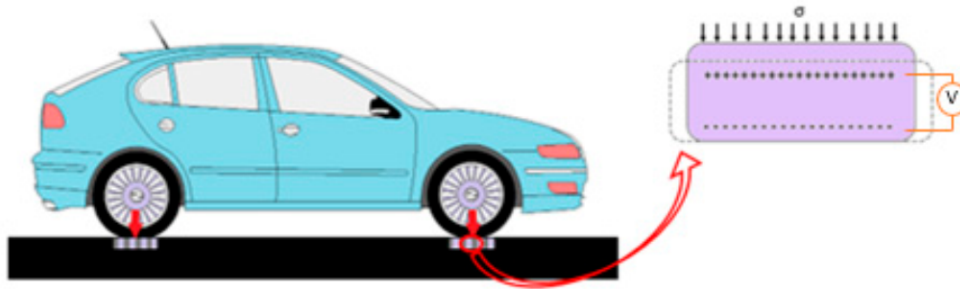


FIGURE 1.4 – Principe de fonctionnement des générateurs piézoélectriques [14]

Des entreprises ont mise en oeuvre ces générateurs piézoélectriques dans le monde. En Israël, Innowatech a installé des générateurs piézoélectriques à 5 cm de profondeur et génère une énergie électrique de 200 kWh/km. A Oxford Street (Londres), Pavemgen a développé un bloc de chaussée de 20 m², avec un élément piézoélectrique intégré à l'intérieur et produit 46 W/m² grâce aux pas de chaque piétons [13].

1.2.3 Les chaussées à capteur thermique

Les chaussées à capteur thermique sont historiquement constituées de tuyaux intégrés dans la structure de la chaussée. Un fluide caloporteur froid (généralement l'eau) circule à l'intérieur de ces tuyaux. Le rayonnement solaire reçu par la couche de roulement sa pour effet d'augmenter la température de la chaussée. Une partie de la chaleur absorbée est transmise au fluide caloporteur qui s'échauffe, contribuant par effet rebond à la réduction de la température de la chaussée. Le fluide caloporteur valorise ainsi de l'énergie solaire et refroidit la chaussée [15, 16]. L'énergie récupérée peut être stockée à basse température pour être utilisée lorsque les utilisateurs en ont besoin [17, 18]. L'efficacité de ces systèmes varie en fonction des propriétés de transfert thermique du revêtement, la disposition/dimension des tuyaux (longueur, profondeur, espacement, diamètre du tuyau), la température d'entrée de l'eau et son débit à l'intérieur des tubes [19]. La Figure 1.5 montre les phénomènes de transferts thermiques ayant lieu dans la chaussée.

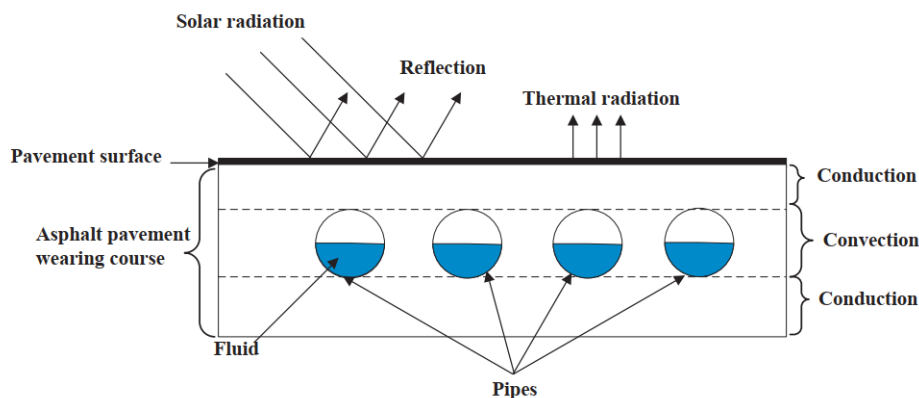


FIGURE 1.5 – Phénomènes de transferts thermiques dans les chaussées [6]

Les chaussées à capteur thermique présentent plusieurs avantages/usages. En effet, l'énergie récupérée par la chaussée en été peut servir au déneigement de la route en hiver en lieu et place de l'utilisation du sel. Cette idée fut d'ailleurs l'objectif visé par les premières recherches dans ce domaine [15, 20, 21]. L'énergie récupérée peut également servir au chauffage des bâtiments en hiver et à la production d'eau chaude sanitaire. La récupération de l'énergie sur ces chaussées diminue leur température en été et contribue donc à l'atténuation du phénomène d'îlot de chaleur urbain. Cette diminution de la température des chaussées entraîne également une augmentation de la résistance à la déformation et donc une prolongation de leur durée de vie [18, 21] comme le montre la Figure 1.6.

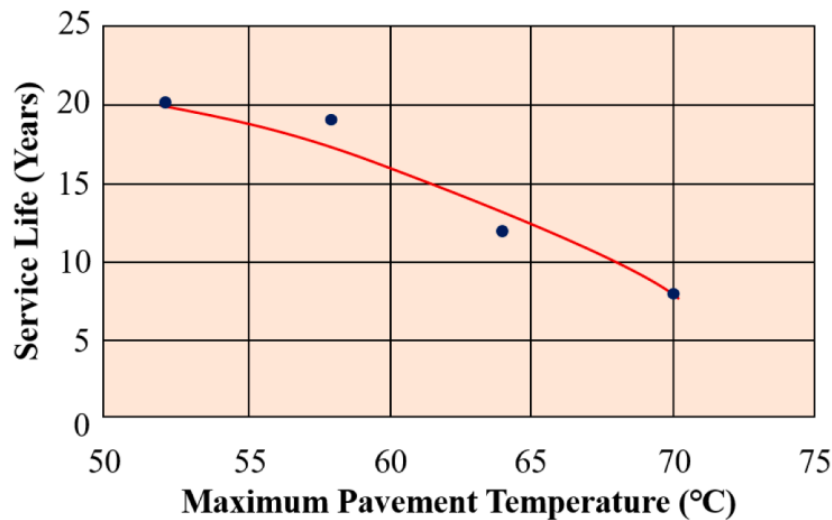


FIGURE 1.6 – Durée de vie des chaussées en fonction de leur température maximale [15, 22]

Au regard de tous ces avantages, plusieurs projets ont été mis en œuvre dans le monde. Ghalandari et al. [23] dénombrent plus de 50 projets à grande échelle sur ces chaussées à capteur thermique. Le premier projet a été construit en 1948 aux USA dans l'Oregon pour le dégivrage de la chaussée et la sécurité routière [23, 24]. Après ce projet, s'en sont suivis plusieurs autres dont l'un des plus connus est le projet SERSO.

Initié au début des années 1990 par l'Office Fédérale Suisse de l'Energie et opérationnel depuis 1994 (Figure 1.7), le projet SERSO a pour but de dégivrer un pont situé à Bern avec de l'énergie solaire. Pour y parvenir l'énergie solaire est captée par le pont en été grâce à des serpentins, stockée dans le sous-sol par l'intermédiaire d'un ensemble de 91 sondes géothermiques installées à 65 m de profondeur, puis restituée en hiver pour le dégivrage du pont d'une surface de 1300 m² (Figure 1.8). L'énergie spécifique de chauffage annuelle du projet SERSO varie entre 100 et 132 kWh/m² de route [25].

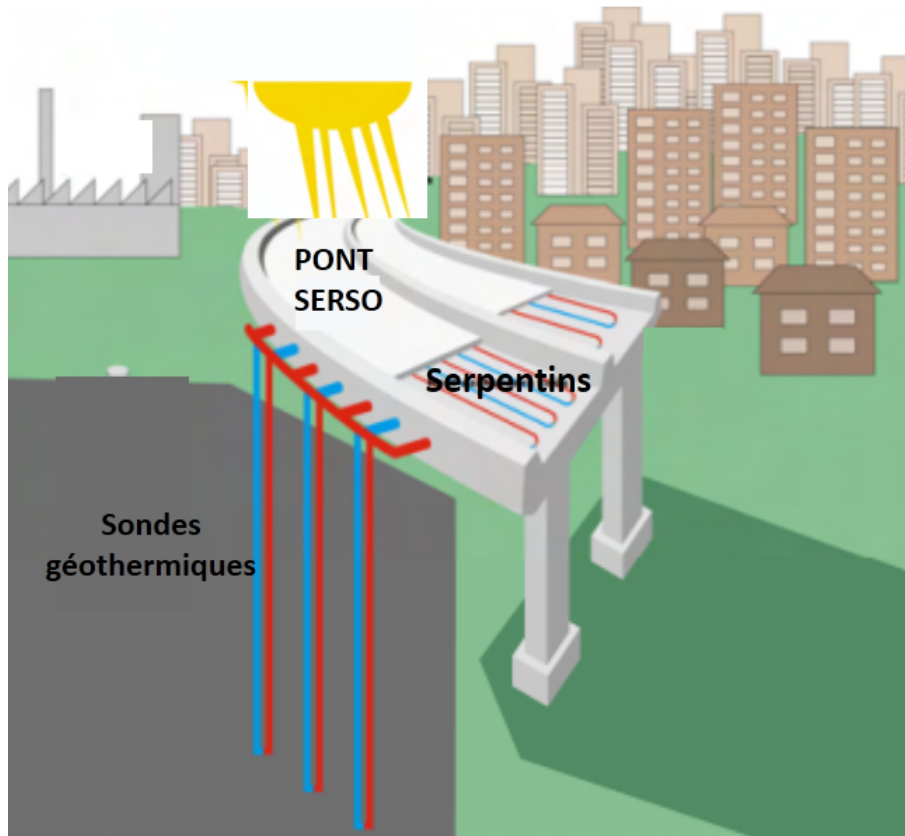


FIGURE 1.7 – Principe de fonctionnement du pont SERSO [25]



FIGURE 1.8 – Pont SERSO en fonctionnement [25]

Plus récemment (années 2010), en France, l'entreprise Eurovia a développé et mis en œuvre une solution de chaussée à capteur thermique appelée Power Road pour le chauffage des bâtiments et d'autres infrastructure comme les piscines. Une de leur réalisation est le Power Road de Fleury-sur-Orne d'une surface totale 1420 m^2 et qui pourrait engendrer une baisse des émissions de CO_2 de 75 % [23].



FIGURE 1.9 – Un chantier de route thermique Power Road de Eurovia [23]

En dépit de ces projets installés un peu partout dans le monde et des avantages que présentent ces routes à capteur thermique, elles ont des inconvénients non négligeables. Les difficultés liées à l'installation des tuyaux dans le corps de la chaussée et les contraintes mécaniques dues au trafic routier sur les tubes sont les principaux inconvénients des routes à capteurs thermiques de type tuyaux [26]. C'est pourquoi le Cerema Clermont-Ferrand a proposé une autre alternative à travers l'utilisation d'un enrobé drainant dans le cadre du Projet Dromotherm sur lequel porte notre étude.

Dans la suite, nous allons d'abord décrire le principe de fonctionnement du système du Cerema puis ensuite présenter les travaux qui ont été réalisés et enfin les résultats obtenus.

1.2.4 Le projet Dromotherm

Le système conçu met en œuvre une couche d'enrobé drainant pris en sandwich par deux couches d'enrobé étanche. Grâce à la porosité (autour de 20 %) de cette couche drainante et une pente transversale de 1 %, un fluide caloporteur (eau) injecté en partie amont circule dans les pores (communicants) tout au long de la chaussée et est récupéré en aval. La circulation de ce fluide permet donc de capter l'énergie thermique de la chaussée en périodes chaudes (Figure 1.10) et d'en apporter en retour en hiver pour le déneigement de la chaussée (Figure 1.11).

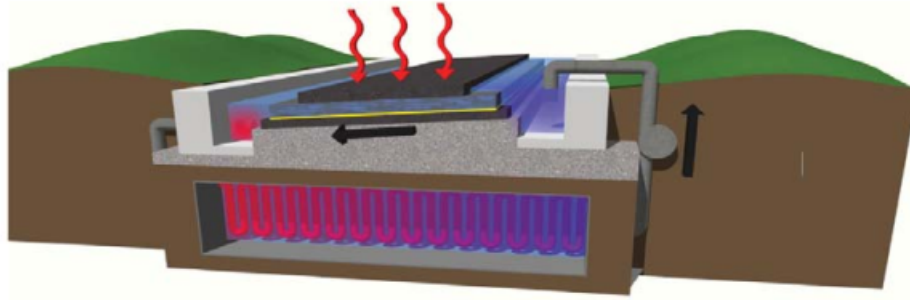


FIGURE 1.10 – Schéma de principe de fonctionnement de la chaussée Dromotherm en mode récupération de chaleur [27]

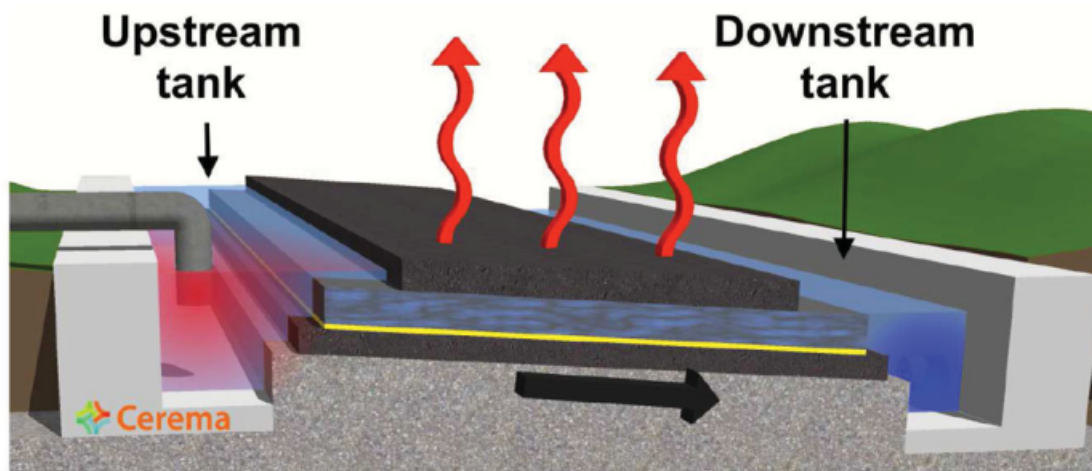


FIGURE 1.11 – Schéma de principe de fonctionnement de la chaussée Dromotherm en mode déneigement- déverglaçage [28]

L'échangeur thermique routier a été mis en œuvre dans le cadre de la thèse de S. Asfour [27] au Cerema. A notre connaissance, ce nouveau type de route thermique à enrobé drainant est le seul actuellement mis en œuvre au monde à cette échelle [23]. Durant ses travaux, S. Asfour a développé un modèle 2D décrivant le comportement thermohydraulique de la chaussée à l'aide d'une chaussée à 3 couches reposant sur un substrat (pris en compte dans le modèle au travers d'une quatrième couche voir Figure 1.12). On impose des conditions adiabatiques sur les bords hormis en amont de la couche drainante où l'on prescrit une température d'injection T_{inj} et en surface de chaussée dont on écrit le bilan radiatif par l'équation 1.1.

$$\lambda_1 \frac{\partial T}{\partial y}(t, x, 0) = \varepsilon \sigma (T(t, x, 0) + 273.15)^4 - R_{atm}(t) - (1 - A)R_g(t) + H_v(t) \quad (1.1)$$

où λ_1 est la conductivité thermique de la couche de surface, ε est l'émissivité de surface, σ la constante de Stefan-Boltzman, A l'albedo de surface, R_{atm} le rayonnement atmosphérique et R_g le rayonnement solaire global. Le flux de convection H_v est paramétrisé par la vitesse de vent et l'écart de température entre celle de l'air ambiant et la

surface de chaussée (voir [26] pour plus de précisions).

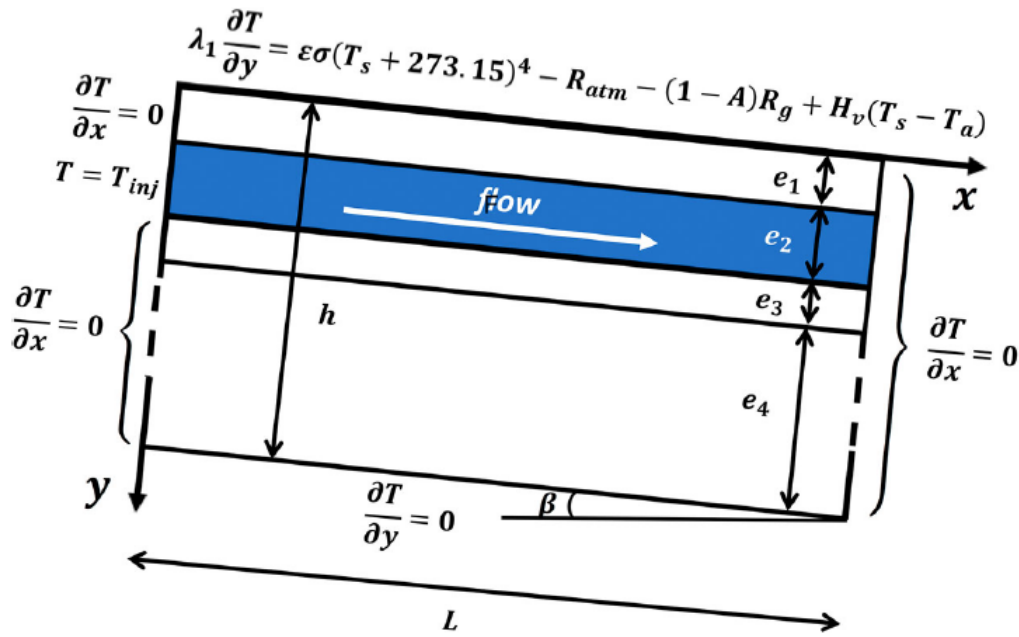


FIGURE 1.12 – Schéma en 2D de la chaussée [26]

Le modèle thermohydraulique à l'intérieur du corps de chaussée est le suivant :

$$\begin{cases} (\rho C) \frac{\partial T}{\partial t}(t, x, y) = \lambda_i \Delta T(t, x, y), & i = 1 \text{ or } i = 3 \\ (\rho C)_2 \frac{\partial T}{\partial t}(t, x, y) + (\rho C)_f \nu \frac{\partial T}{\partial x}(t, x, y) = (\lambda_2 + \phi_2 \lambda_2) \Delta T(t, x, y) \\ \nu = -K \frac{H_2 - H_1}{L} \end{cases}$$

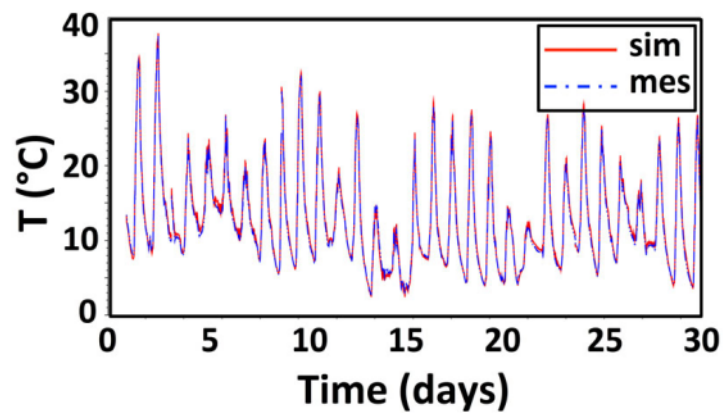
Où $(\rho, C, \lambda_i, \phi, \lambda_f, \nu$ et K représentent respectivement la masse volumique (kg/m^3), la capacité thermique volumique ($J/m^3.K$), la conductivité thermique ($W/m.K$) de la couche i , la porosité de la couche 2 et la vitesse de Darcy du fluide et la conductivité hydraulique de la couche 2 pour le fluide pris en considération. H_1 et H_2 représentent quant à eux les charges hydrauliques imposées en amont et en aval du fluide circulant dans la couche d'asphalte drainante poreuse. La première équation du système traduit l'équation de chaleur par conduction dans la première, la troisième et la quatrième couche. La deuxième équation quant à elle modélise les transferts de chaleur par conduction et par convection dans l'enrobé drainant.

Pour valider ce modèle, un prototype a été construit à Egletons (Figure 1.13). Le dispositif expérimental est une chaussée de $4\text{ m} \times 4\text{ m}$, de pente 2 % et comprend : une couche d'enrobé de surface de 6cm, une couche d'enrobé drainant de 8cm et une couche de base de 5cm. La hauteur totale du modèle est prise égale à 1m pour une simulation sur quelques jours, pouvant atteindre plusieurs mètres pour des simulations à l'année (condition adiabatique).



FIGURE 1.13 – Démonstrateur d'Eggletons [28]

Les températures des différentes couches ont été simulées grâce au modèle par la méthode des différences finies [28]. Des essais ont été réalisés en octobre 2015 (Figure 1.14) et février 2016 (Figure 1.15) pour comparer les résultats théoriques aux mesures expérimentales.



(a) October 2015 daily surface pavement temperature.

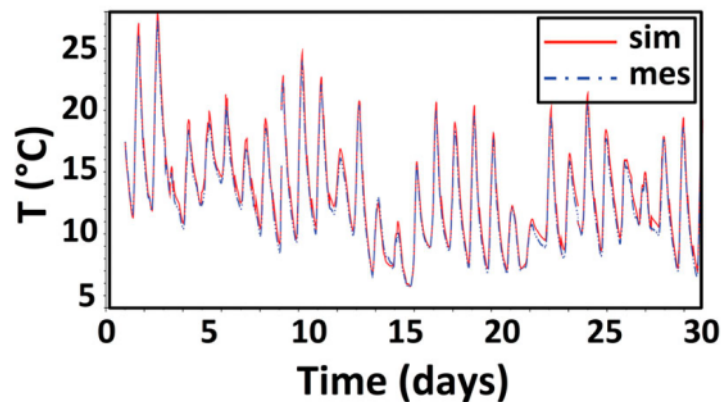


FIGURE 1.14 – Température journalière de la couche de surface et de l'enrobé drainant en octobre 2015 [28]

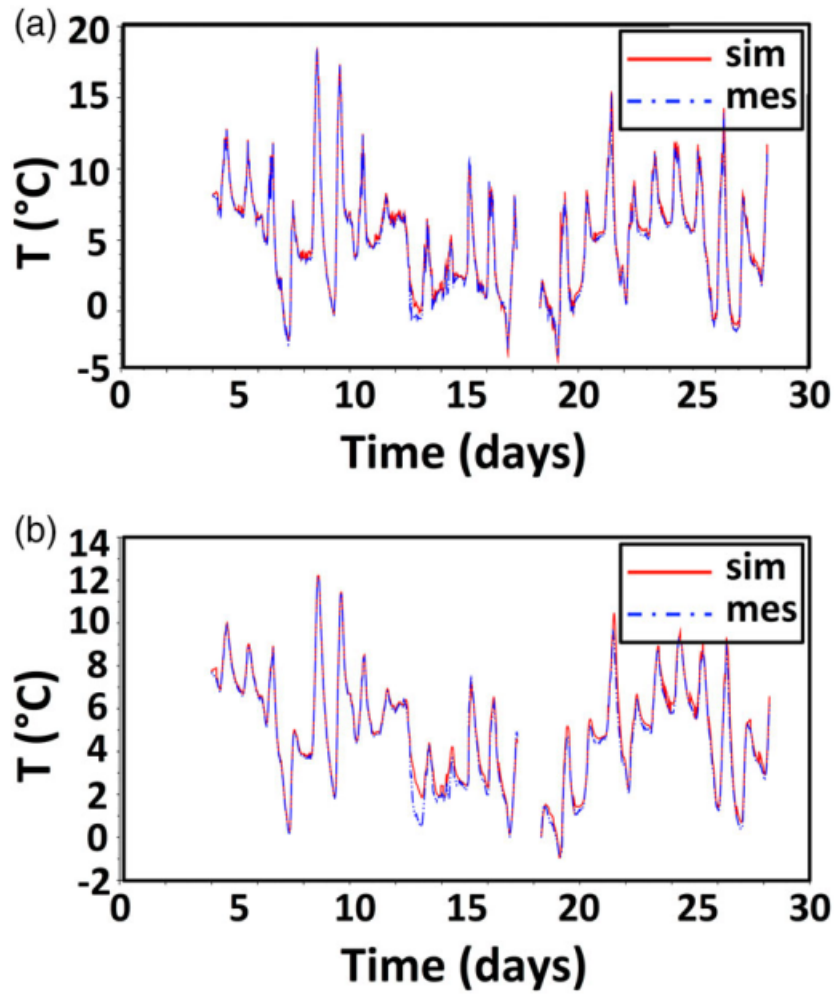


FIGURE 1.15 – Température journalière de la couche de surface et de l’enrobé drainant en février 2016 [28]

D’après ces figures, on remarque que les températures journalières de la couches de surface et de la couche d’enrobé drainant simulées correspondent bien aux valeurs expérimentales mesurées. Le modèle établi peut donc être considéré comme validé.

Afin de quantifier l’énergie que pourrait capter cet échange thermique routier, des relevés des températures du fluide ont été effectués par S. Asfour [29] entre le 10 et le 28 juillet 2015 comme le montre la Figure 1.16.

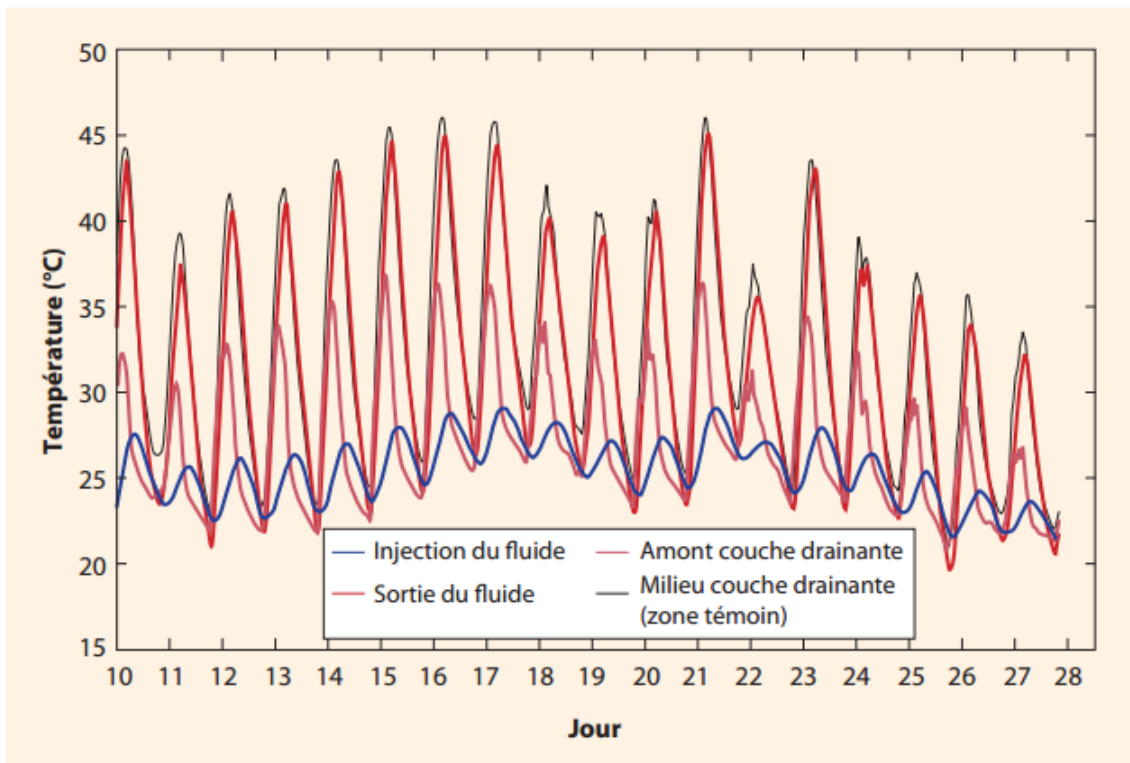


FIGURE 1.16 – Profils des températures expérimentales [29]

L'aptitude de l'échangeur thermique routier à capter l'énergie solaire thermique apparaît clairement sur la Figure 1.16 avec l'élévation de la température du fluide à la sortie de la chaussée (courbe rouge). Au cours de cette expérience, l'énergie récupérée par le fluide est de 130 MJ/m^2 pour un débit d'injection de 50 l/h . L'énergie solaire reçue par la surface soumise au test est de 400 MJ/m^2 soit un taux de récupération de 32% [29]. Cette énergie peut être utilisée non seulement pour le déneigement de la chaussée (le cas du démonstrateur d'Egletons du Cerema référencé dans [23]) mais aussi pour le chauffage en hiver et la production d'ECS dans les bâtiments (le cas de notre étude) par le biais d'un stockage thermique inter saisonnier.

1.3 Le stockage inter saisonnier de l'énergie

L'énergie solaire est l'une des sources d'énergie renouvelable les plus disponibles et qui constitue une alternative aux énergies fossiles. Cependant, son intermittence est un inconvénient majeur à son exploitation ainsi que les autres sources d'énergie renouvelables. En effet, la puissance solaire reçue à la surface de la terre varie considérablement dans le temps, que ce soit à l'échelle de la journée ou de l'année. Ceci engendre un décalage entre la disponibilité et la demande de l'énergie dans les bâtiments (Figure 1.17) [30, 31].

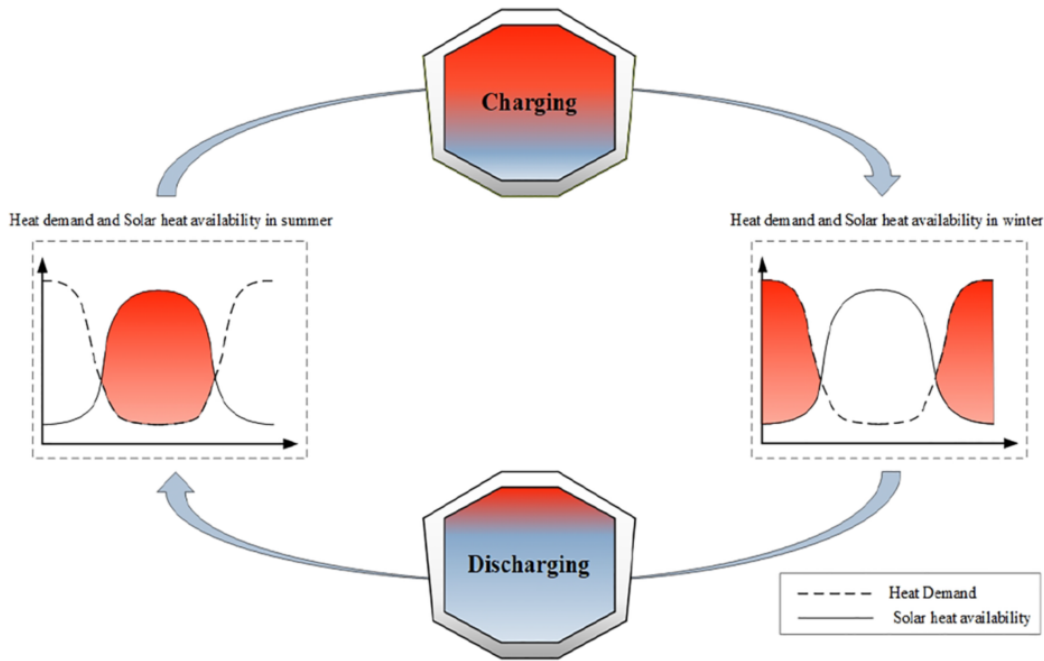


FIGURE 1.17 – Décalage entre la production solaire et la demande d'énergie dans les bâtiments [30]

Le stockage thermique de l'énergie est donc une solution pour remédier à ce déphasage entre la production d'énergie d'origine solaire et la demande de l'énergie dans les bâtiments [32, 33]. Les systèmes de stockage thermique consistent à stocker l'excès de chaleur produite lorsque la ressource est abondante, et à la restituer sur demande lorsque la ressource est faible ou inexistante. Il existe quatre grandes familles de stockage thermique : le stockage sensible, le stockage latent, les procédés à sorptions et les procédés thermochimique (avec ou sans sorption) (Figure 1.18) [30, 34, 35].

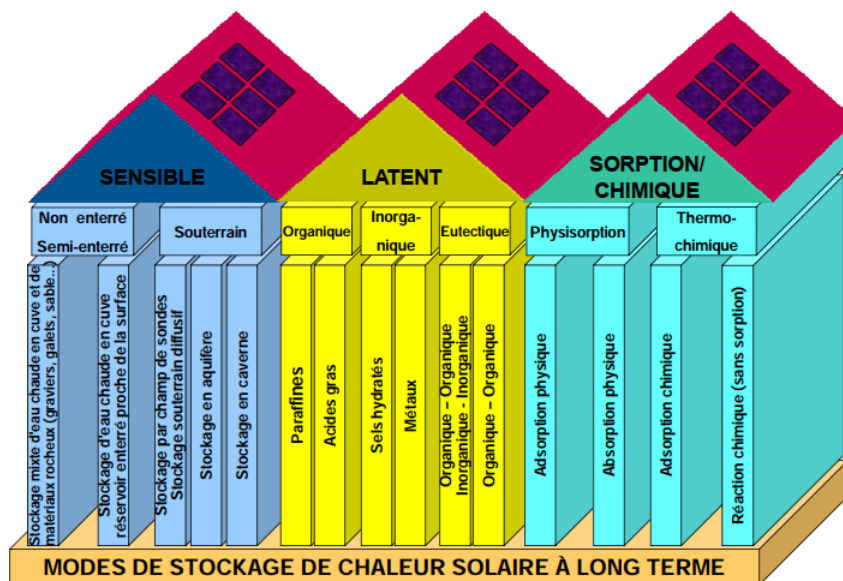


FIGURE 1.18 – Les différents modes de stockage thermique inter-saisonnier [34]

Ces différents types de stockage présentent chacun leurs avantages et inconvénients.

Le choix du type de stockage et son dimensionnement dépend de l'application (énergie, puissance, compacité, poids, cyclage, ...) [36]. Le stockage sensible est la technologie la plus simple et la plus répandue [37]. La densité énergétique du stockage dépend de la capacité thermique du matériau utilisé (eau, huile, roches, sable, etc) [38] et de l'écart de température auquel on le soumet au cours d'un cycle. La quantité de chaleur stockée par une élévation de température ΔT s'exprime par :

$$Q = m * C_p * \Delta T \quad (1.2)$$

Où Q est la chaleur sensible en (J); m la masse du stockage en (kg) et C_p la capacité thermique massique en (J/kg K).

Les stockages sensibles basse température sont caractérisés par des densités énergétiques faibles ($\approx 1kWh/m^3.K$), qui peuvent conduire à des volumes de matériaux considérables dans le cas du chauffage de bâtiments si l'on veut couvrir leurs besoins en hiver. Le stockage thermique souterrain ou géothermique présente de nombreux intérêts pour ce type d'application.

1.4 Stockage thermique souterrain

Le stockage thermique souterrain (UTES : Underground Thermal Energy Storage) utilise généralement de l'eau ou le sol comme milieu de stockage. Il a commencé à se développer dans les années 1990 [39]. Au cours des vingt dernières années, quatre types de stockages différents (Figure 1.19) se sont démarqués [32, 37, 40] :

- stockage de l'énergie thermique dans les aquifères (ATES Aquifer Thermal Energy Storage);
- stockage de l'énergie thermique par les forages (BTES Borehole thermal Energy Storage);
- stockage d'énergie thermique en cuve enterré (TTES Tank Thermal Energy Storage);
- stockage de l'énergie thermique dans des fosses (PTES Pit thermal Energy Storage).

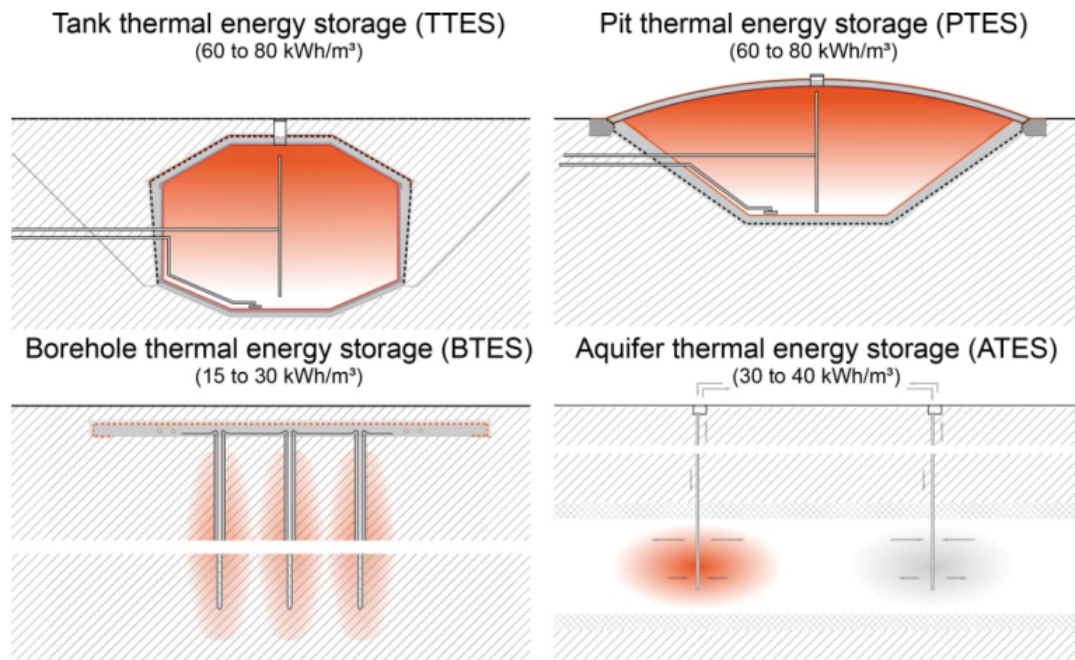


FIGURE 1.19 – Les différents modes de stockage thermique inter-saisonnier [40]

1.4.1 Les ATES

Un aquifère se définit comme une couche souterraine poreuse et perméable à l'eau (sable, gravier, roches fracturées...) renfermant de grandes quantités d'eau souterraine. Lorsque les formations présentent des vitesses de transit faibles voire nulles, il est possible de les utiliser pour stocker de la chaleur ou du froid [32, 41]. La Figure 1.20 présente le principe de fonctionnement des ATES. Les ATES sont constitués d'au moins deux puits pour extraire et réinjecter l'eau dans l'aquifère [42]. En hiver l'eau chaude souterraine extraite de la nappe (15 à 18°C) cède de la chaleur à une pompe à chaleur. L'eau refroidie est ensuite réinjectée dans le puits opposé à une température plus basse (5 à 10 °C). En été, ce processus est inversé : l'eau froide réinjectée pendant l'hiver est extraite de la nappe, utilisée pour le refroidissement et réintroduite à une température plus élevée 15 à 20 °C dans la nappe. Ce processus conduit à la formation de zones chaudes et froides dans les eaux souterraines autour de chaque puits [43].

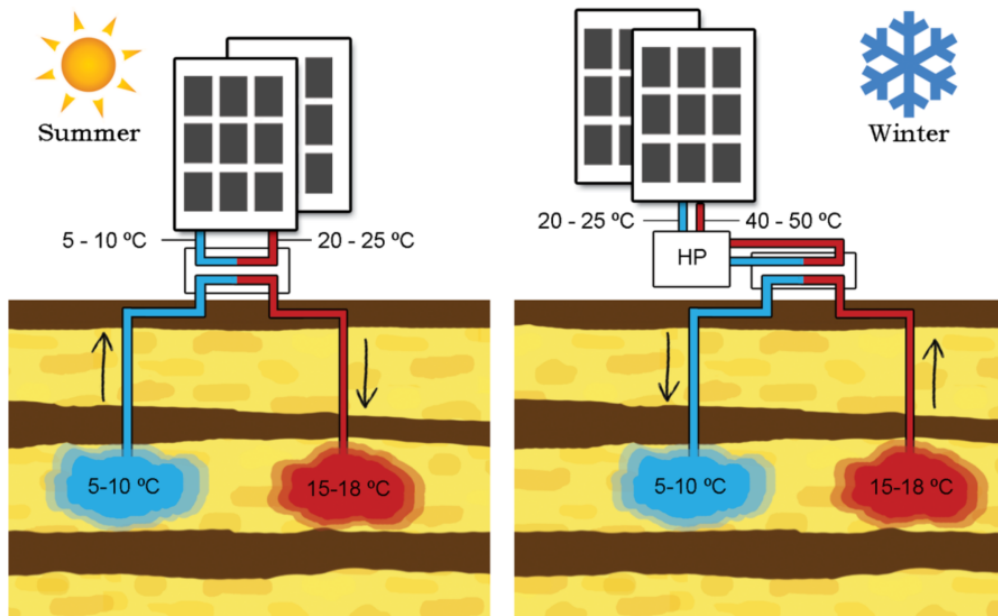


FIGURE 1.20 – Le principe de fonctionnement des ATES [43]

Les ATES présentent des efficacités élevées et sont caractérisés par de grandes capacités de stockage comparativement aux BTES et les PTES [44, 45]. Leur faible coût de construction et la flexibilité d'extension sont aussi des avantages non négligeables des ATES [46]. Cependant les ATES sont géographiquement limités [32]. En effet, la mise en place des ATES requiert la présence d'un aquifère et de conditions hydrogéologiques appropriées telles qu'un faible débit d'eau souterraine, des perméabilités élevées et des conditions géochimiques empêchant le colmatage et la corrosion des puits. Comparés aux systèmes géothermiques standards en boucle ouverte, les systèmes ATES nécessitent une étude préalable plus complexe et sont généralement plus sensibles à l'écoulement des eaux souterraines et aux hétérogénéités des aquifères [47].

Les ATES sont la plupart du temps destinés et efficaces pour le chauffage et la production de froid dans les bâtiments à forte et constante demande d'énergie tels que les universités, les hôpitaux, les grands centres commerciaux et les aéroports [32, 47, 48, 49, 50, 51]. Actuellement, on dénombre plus de 2800 installations de ATES à travers le monde et de capacité totale de 2.5 TWh par an [47, 52]. Ils sont installés essentiellement aux Pays-Bas (90 % s'y trouvent), au Danemark, en Suède, au Canada, en France, en Allemagne et aux États-Unis [47, 53]. Par exemple, à Amsterdam un ATES constitué de 7 puits et d'une capacité de 20 MW a été installé en 2015 pour le chauffage urbain [47]. A l'aéroport de Copenhague, un ATES composé de 10 puits et d'une capacité de 5 MW a été construit en 2015 pour réduire les consommations d'électricité de l'aéroport [47, 54].

1.4.2 Les BTES

Les BTES ou stockages sur champs de sondes (Figure 1.21) consistent à injecter ou extraire de la chaleur vers ou à partir des couches souterraines en utilisant leur capacité

de stockage d'énergie thermique pour chauffer en hiver et refroidir en été [55].

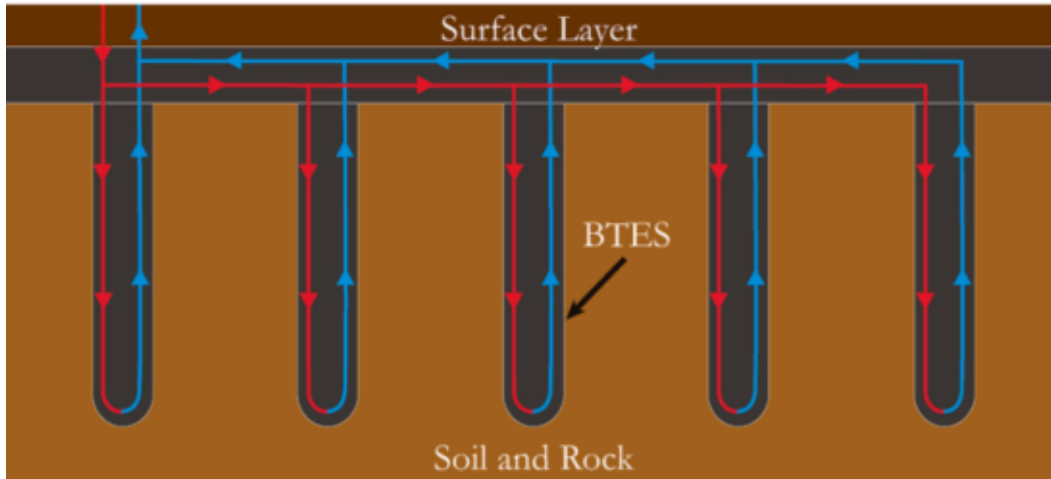


FIGURE 1.21 – Stockage d'énergie thermique dans les forages [55]

Le composant principal du système est l'échangeur de chaleur (BHE : Borehole Heat Exchanger) contenant des tubes en U (simples ou doubles) au sein desquels circule le fluide caloporteur (Figure 1.22). Lors du forage, un coulis de scellement est introduit dans le forage avec les tubes pour éviter tout risque accidentel de pollution du terrain et optimiser l'échange thermique entre le sol et le liquide caloporteur.

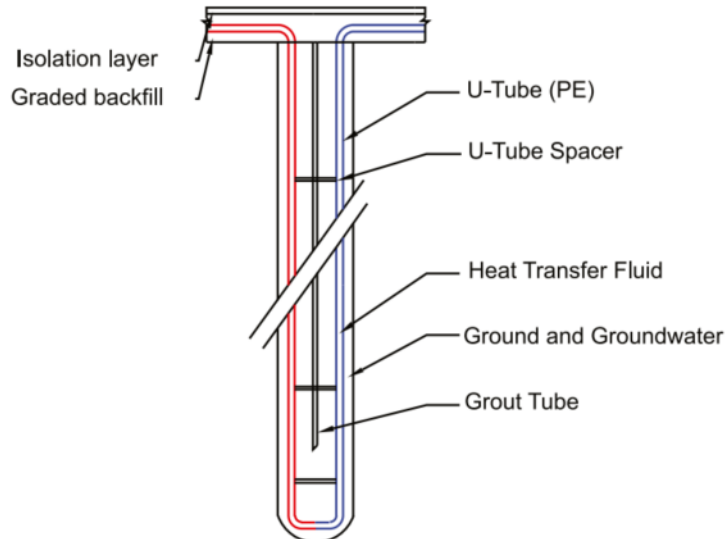


FIGURE 1.22 – Stockage d'énergie thermique dans les forages [55]

Les distances entre les forages sont généralement comprises entre 2 et 5 m. Les profondeurs de forages sont généralement limitées et faibles pour les applications de stockage thermique (entre 15 et 40 m) [56]. La chaleur peut être stockée jusqu'à une température de 90 °C et la capacité de stockage est de 15 à 30 kWh/m^3 [40, 57]. Les BTES sont aujourd'hui préférées aux ATES du fait du faible risque de contamination de la ressource en eau qu'ils présentent par rapport aux ATES [58]. Cependant, le coût élevé de la construction

des forages par rapport aux ATEs et le temps pour atteindre une efficacité opérationnelle constituent les inconvénients majeurs des BTES [32, 59]. Enfin, ce type de stockage ne peut être implanté partout, en particulier au niveau des vallées alpines caractérisées par la présence de nappes phréatiques circulantes en proche sous-sol.

Plusieurs projets de BTES ont été réalisés ces dernières années en Europe. On en dénombre près 18000 BTES en Allemagne en 2006, près 22500 en 2007 aux Pays-Bas [58]. Des projets de BTES sont également réalisés en Chine et en Amérique du Nord. L'un des plus connus est celui de Drake Landing Solar Community au Canada (Figures 1.23, 1.24). Ce projet est la première mise en œuvre majeure d'utilisation de l'énergie thermique saisonnière par BTES dans le chauffage urbain en Amérique du Nord. Il vise à fournir plus de 90% des besoins de chauffage pour un ensemble de 52 maisons. Il est constitué d'un volume de 3657 m^3 et de 144 forages de 35 m de profondeur chacun [58, 60, 61]

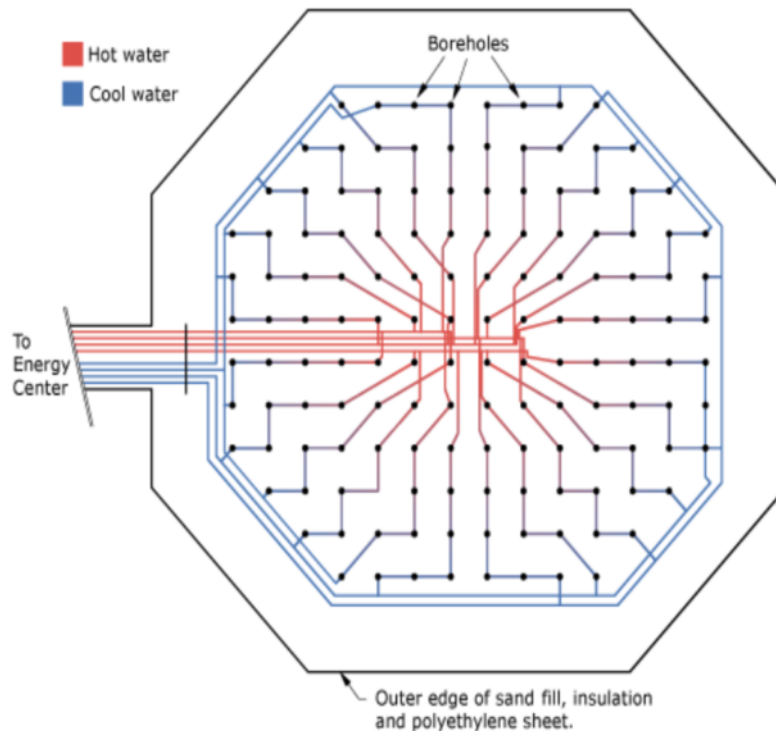


FIGURE 1.23 – Drake Landing Solar Community [40]



FIGURE 1.24 – Drake Landing Solar Community 2 [40]

1.4.3 Les TTES

Les TTES sont des réservoirs de stockage qui utilisent l'eau comme milieu de stockage. Ils sont généralement en acier inoxydable ou en béton armé précontraint [40, 32]. Le principe de fonctionnement des TTES est basé sur la stratification : la chaleur est injectée et extraite du réservoir directement avec une pompe ou un échangeur à chaleur. Une zone chaude et une zone froide se créent dans le réservoir. L'eau chaude étant moins dense que l'eau froide, la zone chaude se retrouve en haut et la zone froide se situe en bas du réservoir. La frontière entre ces deux régions s'appelle la zone thermocline (Figure 1.25).

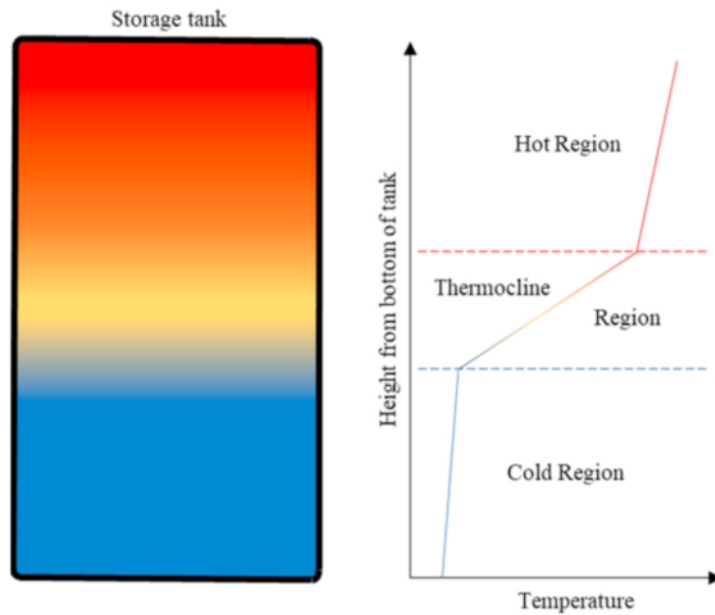


FIGURE 1.25 – Les différentes zones de températures dans les TTES [32].

La capacité de stockage des TTES est de 60 à 80 kWh/m^3 . L'un des aspects les plus importants dans l'optimisation de ce système est l'isolation [62]. En effet, pour limiter les pertes de chaleur, ces réservoirs sont partiellement ou totalement isolés [63, 64]. Une absence d'isolation peut entraîner jusqu'à 40% de pertes de chaleur [65]. L'isolation est faite à l'extérieur du réservoir [40]. En plus de l'isolant, l'enveloppe des TTES en béton est constituée de plusieurs couches comme le montre la Figure 1.26.

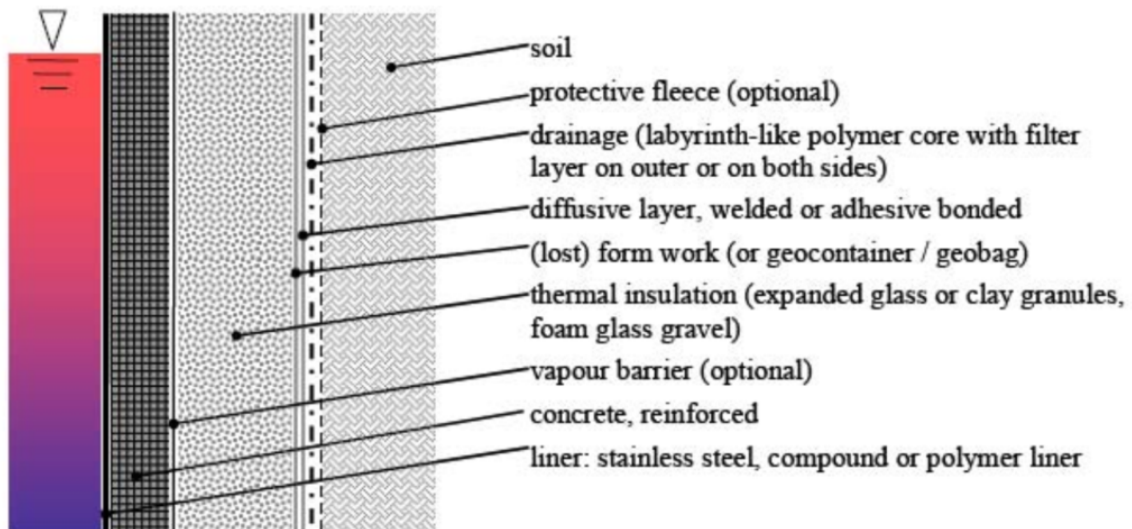


FIGURE 1.26 – Les différentes couches de l'enveloppe des TTES [40].

Le principal problème de ce système de stockage est son coût élevé dû aux travaux de terrassement, à la construction, à l'isolation et aux revêtements pour éviter les fuites [40]. En Allemagne, plusieurs TTES ont été construits depuis 1995. Un stockage pilote de 600 m^3 a été testé dans un système de chauffage urbain à Rottweil [66, 67]. Deux

autres stockages de 4500 m^3 et de 1200 m^3 ont été respectivement construit à Hamburg et Friedrichshafen avec un revêtement intérieur supplémentaire en acier inoxydable pour garantir l'étanchéité et réduire les pertes de chaleur causées par la diffusion de vapeur à travers le béton [66]. Des avancées ont été réalisées dans la stratification et l'isolation thermique et ont conduit à la construction d'un stockage TTES de 4500 m^3 à Munich en 2006 [66, 30] comme le montre la Figure 1.27.

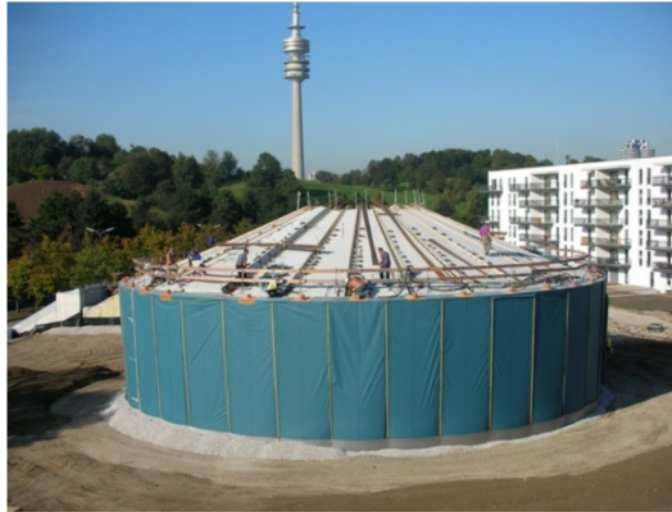


FIGURE 1.27 – TTES installé à Munich[40].

1.4.4 Les PTES

Ce type de stockage inter-saisonnier est un système de stockage en fosse. Il est souvent considéré comme similaire au précédent (TTES) d'un point de vue opérationnel car ils appliquent tous deux le concept de stratification pour stocker l'énergie. Contrairement aux systèmes TTES, l'énergie thermique est stockée dans un sol excavé, entouré de revêtements étanches [30, 68]. Les systèmes de stockage en fosse utilisent souvent de l'eau comme moyen de stockage. Néanmoins, un mélange d'eau et de roches (gravier) est parfois utilisé comme moyen de stockage [30]. La température de stockage peut atteindre 90°C environ et leur capacité de stockage est de 60 à $80 \text{ kWh}/\text{m}^3$ [40, 69].

Pour le stockage inter saisonnier, les PTES sont préférés aux TTES [70]. Leur coût de construction est inférieur à celui des TTES (en raison de coûts d'excavation inférieurs et d'une profondeur moindre que celles des TTES) [30]. L'un des inconvénients à garder à l'esprit est que le système est gourmand en espace. Le stockage nécessite de grandes surfaces sans infrastructures, ce qui le rend moins réalisable dans les zones urbaines [69].

Le premier PTES d'un volume de 500 m^3 a été construit à l'Université technique du Danemark. En effet, le Danemark est le leader dans le classement des pays ayant intégré les PTES dans le système de chauffage solaire urbain à hauteur de 47% suivi de l'Allemagne (40%) et de la Chine (13%) [71]. En Allemagne à Eggenstein-Leopoldshafen, un PTES de 4500 m^3 a été couplé à 1600 m^2 de panneaux solaires thermique pour satisfaire 37 % des besoins de chauffage d'un centre sportif en 2007 [40]. Les Figures 1.28, 1.29 et

1.30 montrent quelques étapes de construction du PTES.



FIGURE 1.28 – Excavation du PTES de Eggenstein-Leopoldshafen[40].



FIGURE 1.29 – Remplissage du PTES de Eggenstein-Leopoldshafen[40].



FIGURE 1.30 – Le toit du PTES de Eggenstein-Leopoldshafen[40].

Dans le cadre de nos travaux nous allons étudier un stockage de type PTES implanté à la base des bâtiments. Ce choix se justifie par la taille des installations visées (échelle du bâtiment et non du quartier) et les échanges avec le stockage se feront à l'aide de capteurs géothermiques horizontaux. Ce choix se justifie par la géologie du sol de Chambéry. En effet, nous avons la présence de la nappe à moins d'une dizaine de mètre de profondeur. Cette configuration n'est pas favorable aux forages avec les tubes en U habituellement utilisés dans les BTES.

Quatre principaux paramètres sont à fixer pour définir un PTES dans un système de chauffage (Figure 1.31) que sont : le matériaux de stockage; le type de construction; le mode de fonctionnement et la durées des cycles auquel il est destiné [71]. Dans notre cas, nous allons utiliser du sable saturé en eau comme matériaux de stockage. Au regard du volume et de la hauteur visé (moins de 2m), notre stockage sera complètement enterré. Notre stockage étant un stockage basse température (généralement inférieure à 40°C), une PAC est donc requise pour obtenir les niveaux de températures adéquates pour le chauffage et la production d'eau chaude sanitaire. Le type d'application que nous visons dans notre étude avec ce stockage est inter saisonnière.

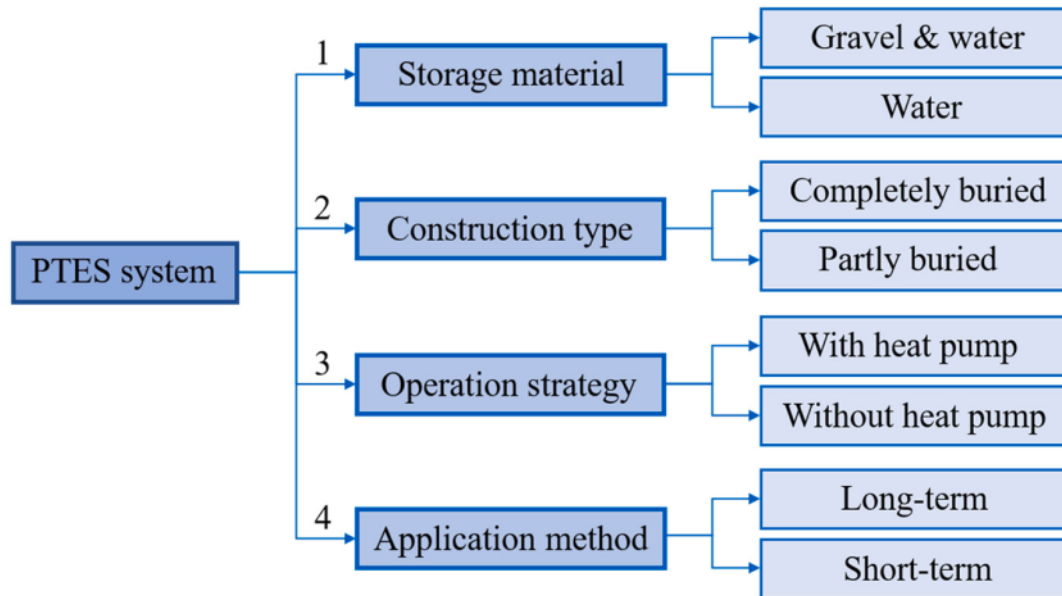


FIGURE 1.31 – Les critères d'intégration d'un PTES dans un système de chauffage.

Le couplage du stockage avec une PAC pour la production du chauffage et de l'ECS entraîne la baisse de la température du stockage et peut provoquer un gel partiel du stockage. Ce gel, s'il est maîtrisé, permet d'accroître la densité énergétique du stockage via la valorisation de la chaleur de changement de phase tout en limitant la température basse du stockage au voisinage de 0°C .

1.5 Modélisation du changement de phase dans un stockage thermique

La prise en gel partielle du sol au contact des échangeurs géothermiques peut permettre de limiter la taille des échangeurs thermiques routiers et du système de stockage si elle est bien maîtrisée. Cela permet de réduire les coûts de fonctionnement et d'investissement du système, ainsi que les emprises au sol. Peu d'études sont disponibles sur le sujet. La prise en gel partiel du stockage ne doit pas avoir d'impact sur le comportement du sol, ce qui nuirait au bâtiment. La mise en œuvre de matériaux de stockage fortement poreux de type sable permet cela, la prise en glace partielle ne s'accompagnant pas d'un gonflement du milieu, et le dégel ne conduisant à une perte de propriété mécanique comme on peut l'observer en présence de sols argileux. Les phénomènes de gel et de dégel s'accompagnent d'une migration de l'eau libre dans le milieu sans déplacement de grains.

L'intérêt de la prise en glace partiel du sol a été abordé par Xavier MOCH [72] dans le cadre de ses travaux de thèse sur l'étude théorique et expérimentale d'échangeurs géothermiques hélicoïdaux implantés en proche sous-sol. Il a pu montrer tout l'intérêt de ce mode de fonctionnement qui permet de limiter le nombre de corbeilles installées tout en garantissant une performance élevée du système, la prise en gel du sol autour des corbeilles

s'accompagnant d'une stabilisation de la température de retour du fluide caloporteur vers la pompe à chaleur autour de 0°C. Il a pu comparer ses résultats expérimentaux à une modélisation numérique basés sur l'évolution de la fraction solide en fixant une plage de changement de phase effective sur l'intervalle de température [0; -1 °C]. Il introduit pour cela dans sa modélisation deux fractions massiques : k , la fraction massique d'eau contenue dans le sol, et η la fraction massique d'eau liquide lors de la prise en glace. Il exprime de manière simplifiée les propriétés thermophysiques du sous-sol à l'aide de ces fractions massiques en ne prenant pas en compte les effets de changement de volume. Il suppose pour cela que l'air contenu dans le sol joue un rôle d'amortisseur sur ces variations de volume :

$$\lambda_{sol} = (1 - k)\lambda_{matrice} + k\eta\lambda_{eau,liq} + k(1 - \eta)\lambda_{glace} \quad (1.3)$$

$$(\rho C_p)_{sol} = (1 - k)(\rho C_p)_{matrice} + k\eta(\rho C_p)_{eau,liq} + k(1 - \eta)(\rho C_p)_{glace} \quad (1.4)$$

L'équation de la chaleur prenant en compte le changement de phase s'exprime alors comme suit :

$$(\rho C_p)_{sol} \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla(\lambda_{sol} \nabla T) - \frac{\partial \eta k}{\partial t} (\rho L)_{eau,liq} \quad (1.5)$$

Les différentes simulations de [72] sur l'extraction de la chaleur par échangeurs géothermiques ont montré que la température diminue régulièrement lorsque la pompe à chaleur fonctionne jusqu'à atteindre 0°C. La chaleur sensible est extraite par conduction instationnaire au travers du sol partiellement saturé en eau. Lorsque la température descend en dessous de zéro, un changement de phase liquide-solide se produit, et un noyau de glace se développe autour de l'échangeur. La chaleur latente libérée par la formation de la glace associée à l'augmentation de la conduction thermique du sol due à la présence de glace réduit sensiblement la baisse de température du sol en la stabilisant autour de 0°C comme le montre la Figure 1.32 lors d'un essai en marche forcée sous forte puissance sur plusieurs jours. Ces effets sont d'autant plus importants que la fraction liquide incluse dans le sol est élevée.

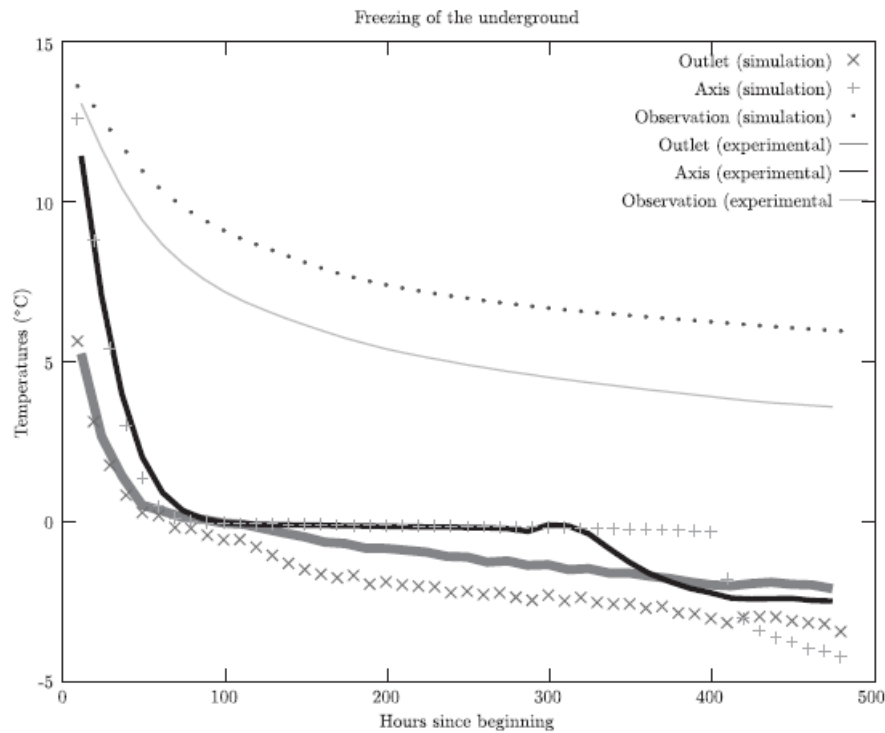


FIGURE 1.32 – Évolution des températures du sol au voisinage d'une corbeille géothermique soumise à un essai de prise en glace du sol

Différentes méthodes de modélisation des matériaux à changement de phase ont été développées (méthodes dites de la fraction solide, méthode de la capacité thermique équivalente ou méthode enthalpique). Ces méthodes sont décrites dans les états de l'art de Dutil et al.[73] et Zhang et al. [74] ou Thonon et al. [75]. L'une des méthodes les plus connues est la méthode de Stefan.

1.5.1 Méthode de Stefan

Encore appelée méthode de la frontière mobile, elle consiste à modéliser le transfert thermique dans le matériau au cours du changement de phase par deux équations de diffusion de la chaleur, l'une pour la phase solide et l'autre pour la phase liquide. A l'interface solide-liquide, l'équation de la continuité du flux est utilisée pour déterminer la position du front de fusion.

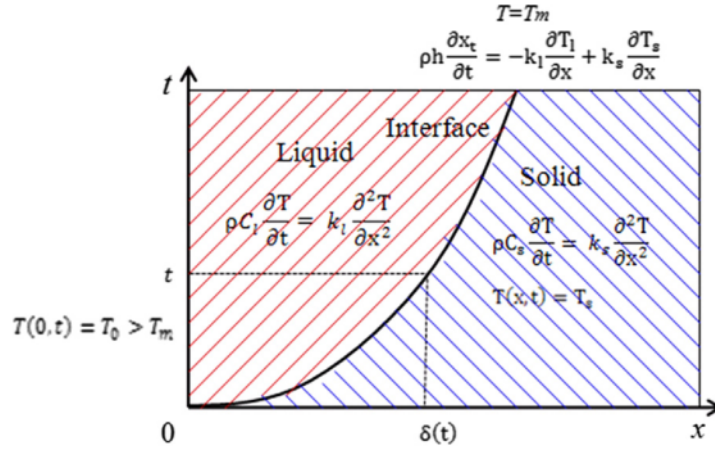


FIGURE 1.33 – Les phases d'un matériau à change de phase [76]

$$\begin{cases} \frac{\partial T_s}{\partial t} = a_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} & T_s < T_f \\ \rho_s L \frac{\partial x_f}{\partial t} = (\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial x_f} - \lambda_l \frac{\partial T_l}{\partial x})_{x=x_f} & T = T_f \\ \frac{\partial T_l}{\partial t} = a_l \frac{\partial^2 T_l}{\partial x^2} & T_l > T_f \end{cases}$$

où les indices s et l correspondent à la phase du matériau, solide ou liquide. a et λ sont respectivement la diffusivité thermique et la conductivité thermique. ρ et L sont la masse volumique et la chaleur latente du matériau. Enfin, x_f et T_f sont respectivement la position du front de fusion et la température de fusion du matériau.

La solution analytique au problème de la fusion 1D d'un matériau à changement de phase soumis sur l'un de ses bords à une température T_p supérieure à la température de fusion est donnée par :

$$T_s(x, t) = T_i - \frac{T_i - T_f}{\text{erfc}(\frac{\zeta}{\nu})} \cdot \text{erfc}\left(\frac{x}{2\sqrt{2a_s t}}\right) \quad (1.6)$$

et

$$T_l(x, t) = T_p - \frac{T_f - T_p}{\text{erfc}(\zeta)} \cdot \text{erfc}\left(\frac{x}{2\sqrt{2a_l t}}\right) \quad (1.7)$$

où T_i et T_p sont respectivement la température initiale du matériau et la température de paroi. ν est définie par la racine carrée du rapport de la diffusivité thermique solide par la diffusivité thermique liquide. Et ζ a pour expression :

$$\zeta = \frac{x_f}{2\sqrt{a_l t}} \quad (1.8)$$

En utilisant le bilan l'équation de continuité à l'interface solide-liquide , on a :

$$\frac{Ste_l}{\text{erfc}(\zeta)} \cdot e^{-\zeta^2} - \frac{\nu \cdot Ste_s}{\text{erfc}(\frac{\zeta}{\nu})} \cdot e^{-\left(\frac{\zeta}{\nu}\right)^2} \quad (1.9)$$

où Ste_s et Ste_l sont respectivement les nombres de Stefan en phase solide et liquide

donnés par :

$$Ste_l = \frac{Cp_l(T_p - T_f)}{L_f} \quad (1.10)$$

et

$$Ste_s = \frac{Cp_s(T_f - T_i)}{L_f} \quad (1.11)$$

1.5.2 Méthode du Cp équivalent

La modélisation des matériaux à changement de phase peut être réalisée en présence de géométries plus complexes à l'aide de l'équation de la chaleur et d'une capacité thermique effective équivalente fonction de la température (équation 1.12).

$$\rho \cdot Cp_{eq} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla(\lambda \nabla T) \quad (1.12)$$

L'évolution de la capacité thermique équivalente est alors souvent décrite à l'aide d'une gaussienne.

1.5.3 Méthode enthalpique

La méthode enthalpique de Voller est actuellement la plus utilisée pour modéliser le changement de phase. Elle fait partie des méthodes dites méthodes avec domaine fixe [77].

L'équation de la conservation de l'énergie s'écrit :

$$\rho \frac{\partial h(T)}{\partial t} + \nabla h(T) \rho v = \nabla(\lambda \nabla T) - S \quad (1.13)$$

Les systèmes subissant un changement de phase ont une enthalpie totale égale à la somme de l'énergie sensible et de l'énergie latente :

$$h(T) = h_{sensible}(T) + h_{latent}(T) \quad (1.14)$$

La chaleur latente $h_{latent}(T)$ représente l'énergie accumulée par le matériau durant son changement de phase et peut s'exprimer par :

$$h_{latent}(T) = f(T) \Delta h_{S-L} \quad (1.15)$$

Avec

$f(T)$ la fraction liquide à la température T :

$$f(T) = \begin{cases} 0 & (T < T_{solide}) \\ \frac{T - T_{solide}}{T_{liquide} - T_{solide}} & (T_{solide} < T < T_{liquide}) \\ 1 & (T > T_{liquide}) \end{cases}$$

En faisant des combinaisons avec les équations précédentes, l'équation de la conservation d'énergie (en négligeant les termes sources) devient :

$$\rho \left[\frac{\partial h_{sensible}(T)}{\partial t} + \nabla(\nu h_{sensible}(T) + \Delta h_{S-L} \frac{\partial f(T)}{\partial t} + \Delta h_{S-L} \nabla(\nu f(T))) = \nabla q \right] \quad (1.16)$$

1.6 Synthèse

A travers cette revue bibliographique, nous avons parcouru les différentes techniques de récupération d'énergie sous les chaussées. On retient que ces différentes technologies servent soit à produire soit de l'électricité soit de la chaleur.

Dans le cas de la production de chaleur, son stockage à long terme s'avère indispensable pour une meilleure exploitation au profit des bâtiments pour le chauffage et la production d'ECS. Différentes technologies de stockage ont été évoquées dont le stockage souterrain. Nous avons présenté les quatre différents types de stockage souterrain les plus connus en dégageant leurs avantages et inconvénients. Pour l'application que nous visons, cette revue de littérature nous a permis de retenir le stockage de type PTES pour notre étude.

Ce stockage requiert souvent l'utilisation d'une PAC pour l'extraction de la chaleur stockée. Lors du prélèvement de la chaleur en période froide, le stockage peut geler. L'apparition du phénomène de changement phase a fait l'objet de quelques méthodes de modélisation qui ont été présentées. Nous nous appuyerons sur la méthode de Stefan pour la modélisation de notre stockage (voir Chapitre 3).

Dans la suite nous allons étudier un système qui couple une route à capteur thermique de type drainant couplé à un stockage souterrain pour le chauffage et la production d'ECS dans un bâtiment. Nous présentons dans le chapitre qui suit un prototype de ce système.

2

Présentation du dispositif expérimental

2.1	Introduction	35
2.2	Description du système	35
2.3	Construction du prototype	37
2.3.1	Capteur thermique routier	37
2.3.2	Stockage thermique	41
2.3.3	Système énergétique	46
2.4	Instrumentation	46
2.4.1	Station météo	46
2.4.2	Instrumentation de la chaussée	47
2.4.3	Instrumentation du stockage thermique	48
2.4.4	Instrumentation des circuits hydrauliques	50
2.4.5	Acquisition des données	51
2.5	Pilotage du système	51
2.6	Conclusion	55

2.1 Introduction

La construction du dispositif expérimental vise à tester et valider le système complet de récupération de la chaleur des routes pour répondre aux besoins thermiques des bâtiments à une échelle représentative du procédé et en conditions réelles. Elle vise aussi à confronter les résultats des simulations aux mesures expérimentales. Dans ce chapitre, nous présentons d'abord une description du démonstrateur ; ensuite nous allons décrire les différentes étapes de sa construction et enfin, nous allons faire une analyse critique de l'implantation du démonstrateur.

2.2 Description du système

Le démonstrateur (Figure 2.1) comprend :

- un échangeur thermique routier (1) de 30 m^2 . Il est constitué d'une couche d'enrobé drainante au sein de laquelle on fait circuler un fluide caloporteur (de l'eau), prise en sandwich entre deux couches d'enrobé étanche (une couche de base et une couche de roulement). L'échangeur est alimenté en eau par un caniveau amont. L'eau chauffée par l'échangeur est collectée par un caniveau aval ;
- un stockage thermique enterré de 32 m^3 constitué de sable saturé en eau enveloppé dans une membrane étanche en PVC et isolé thermiquement (2) ;
- un bâtiment en bois simulant les besoins énergétiques d'une maison de 120 m^2 habitée par 4 personnes (3), équipé d'une pompe à chaleur et d'un système de chauffage par ventilo-convecteur GREE 3IGR7301 de $2,6\text{ kW}$

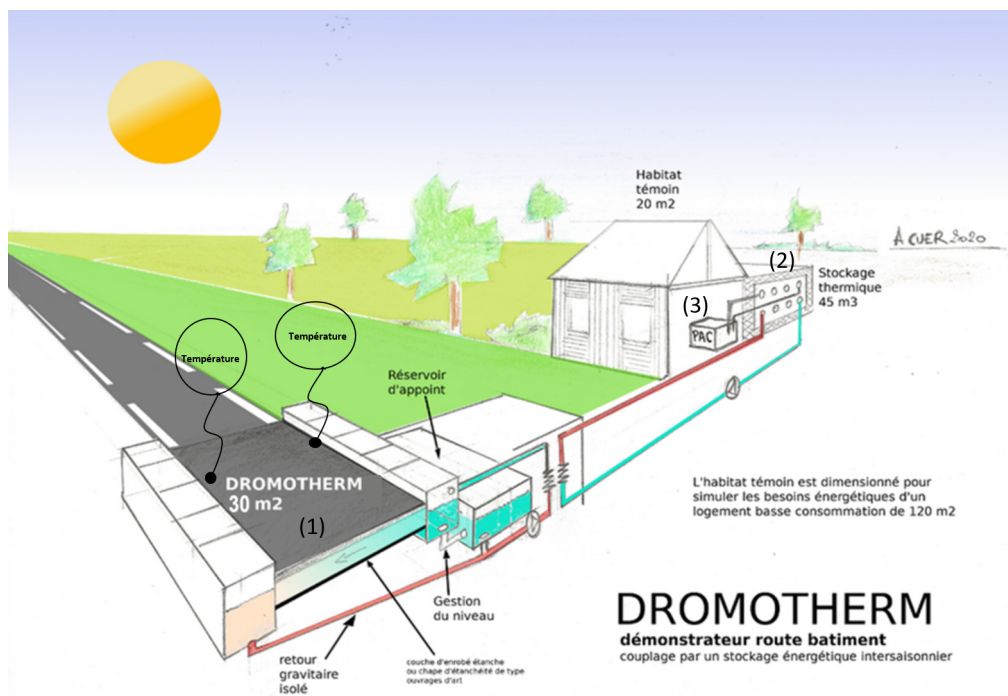


FIGURE 2.1 – Schéma du système

Le transfert de la chaleur de la route au stockage thermique puis au bâtiment est assuré grâce à des circuits hydrauliques (Figure 2.2). Lorsque les conditions le permettent, l'énergie solaire est captée par l'échangeur thermique routier (a) via un premier circuit hydraulique en eau. Ce circuit est auto-vidangeable. L'eau contenue dans la couche drainante de l'échangeur retourne à un réservoir de stockage dès que la pompe de circulation ne tourne plus de sorte à garantir la sécurité de l'échangeur en hiver lors des périodes de gel. La chaleur captée est transférée au stockage de chaleur enterré (b) par l'intermédiaire d'un second circuit hydraulique mettant en œuvre de l'eau glycolée via un échangeur à plaques (11). La chaleur est transmise au stockage grâce à deux échangeurs spiralés. Un troisième circuit hydraulique mettant en œuvre de l'eau glycolée permet de soutirer la chaleur du stockage pour alimenter une pompe à chaleur (c) de type ATLANTIC GEOLIA 5 d'une puissance de 6 kW. Un dernier circuit hydraulique en eau relie la pompe à chaleur au système de chauffage (16) et d'eau-chaude sanitaire (15) via un ballon tampon de 291 L de marque Thermador PECS032STHE (d). Le bâtiment n'étant pas habité, la consommation d'ECS est simulée grâce à une corbeille géothermique reliée au ballon tampon et enterrée pour dissiper l'équivalent de la consommation journalière d'une famille de 4 personnes. Pour assurer le bon fonctionnement du système hydraulique, des vannes (4) sont placées dans le circuit pour contrôler l'ouverture et la fermeture du passage des fluides ; les filtres (3) permettent d'éviter la pollution particulaire des fluides et l'obstruction des canalisations ; les purgeurs d'air (12) permettent de chasser l'air des canalisations. La variation de la pression due à l'augmentation de la température des fluides en circuit fermé est absorbée par les vases d'expansion (13) et la pression du système est limitée à 3 bars grâce aux soupapes de sécurité (6). Des capteurs de pression (7), de débit (9) et températures (10) sont posés dans le circuit pour suivre l'évolution de l'état thermo-hydraulique du système lors de son fonctionnement. Des compteurs d'eau (8) complètent l'instrumentation. Il est important de rappeler que le stockage enterré sur sable saturé a été mis en œuvre pour cause de nappe phréatique en proche sous-sol et de la faible taille de l'installation qui empêchent la mise en œuvre d'un stockage géothermique sur sonde (BTES).

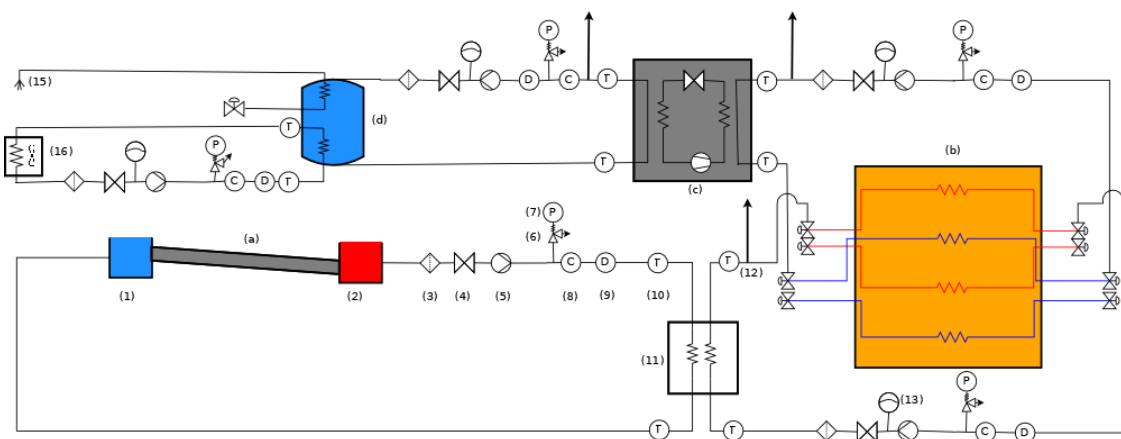


FIGURE 2.2 – Schéma hydraulique du système

2.3 Construction du prototype

Le prototype servant de démonstrateur a été implanté sur l'avenue du lac Léman à Savoie Technolac près de Chambéry. Le choix de ce site d'implantation s'explique par le fait que l'INES et Savoie Technolac ont l'ambition de faire de cette avenue, une route solaire. En effet, sur cette avenue se trouve un autre démonstrateur dénommé Wattway de l'entreprise Colas. Ce choix s'explique aussi par le fait que cette avenue est une route circulante qui nous permet de soumettre le démonstrateur aux conditions réelles de circulation.

La construction du prototype (Figure 2.3) a débuté par la mise en place de l'échangeur thermique routier, ensuite la construction du stockage thermique enterré au-dessus duquel une dalle en béton a été coulée et un petit habitat en bois a été installé accueillant l'ensemble des systèmes énergétiques et le système d'acquisition et de régulation/pilotage.

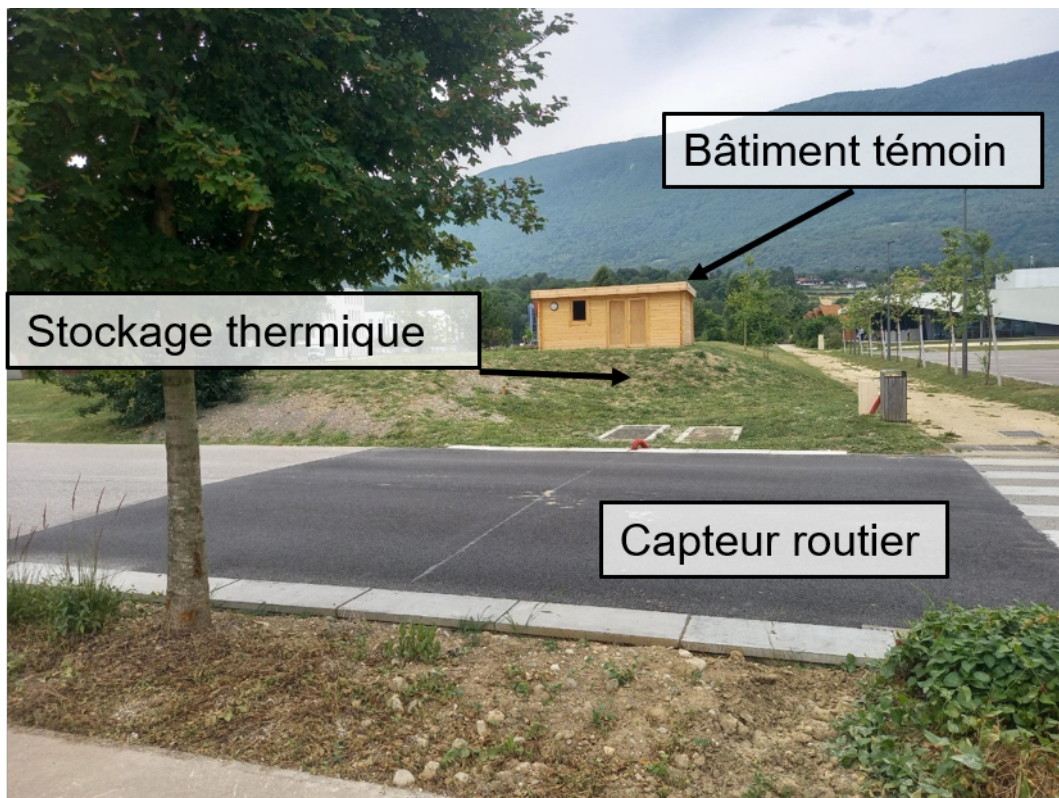


FIGURE 2.3 – Démonstrateur Dromotherm implanté sur l'avenue du Lac Léman de Savoie Technolac

2.3.1 Capteur thermique routier

La chaussée mise en place dans le cadre de notre expérimentation est une chaussée de 5 m de long par 6 m de large constituée de 3 couches comme le montre les Figures 2.4 et 2.5.

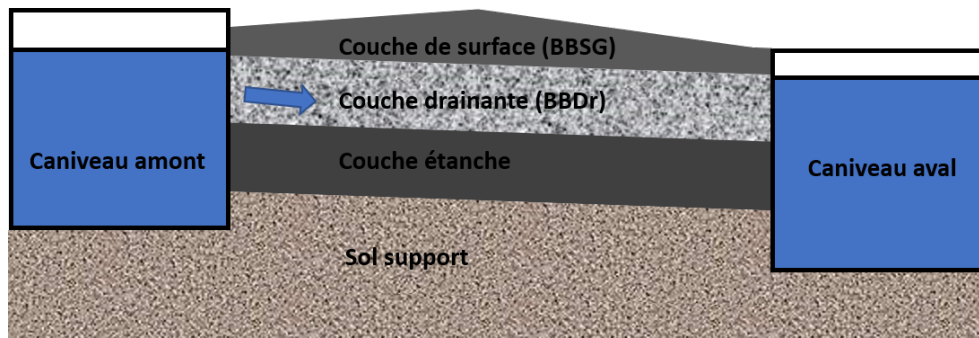


FIGURE 2.4 – Schéma descriptif de la structure de la chaussée installée (vue de face)

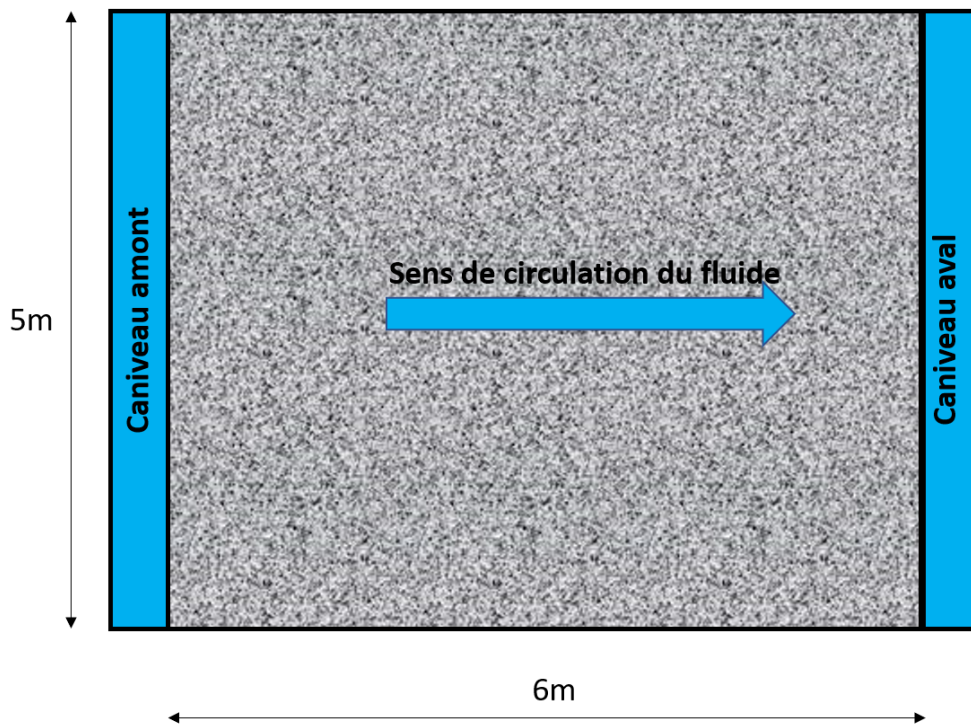


FIGURE 2.5 – Schéma descriptif de la structure de la chaussée installée (vue de dessus)

Sa construction a été faite en plusieurs étapes :

- La première étape a consisté à la pose des caniveaux amont et aval. Ces caniveaux servent de bac de rétention de l'eau. Pour permettre la circulation de cette eau dans la chaussée, des rainures ont été faites sur les caniveaux servant d'ouverture, comme le montre Figure 2.6.



FIGURE 2.6 – Les caniveaux amont et aval et les rainures

- La deuxième étape a consisté à poser une couche d'étanchéité (Figure 2.7). Il s'agit d'un enrobé spécialement formulé par Eiffage Route. Il permet d'assurer l'étanchéité et d'éviter que l'eau servant à récupérer la chaleur ne s'échappe dans le sol support. La conductivité hydraulique de cet enrobé étanche à forte teneur en bitume et faible pourcentage de vide a été mesurée en laboratoire : elle est inférieure à $10^{-11}m/s$ et est conforme aux préconisations du Cerema [28]. Des systèmes d'étanchéités supplémentaires sont mis en place au niveau des caniveaux et des points singuliers. L'enrobé étanche est appliqué en forme de cuvette pour éviter les pertes d'eau latérales.



FIGURE 2.7 – La pose de l'enrobé étanche

- La troisième étape a consisté à compacter l'enrobé drainant (Figure 2.8). Cette couche constitue "le siège" de notre système. C'est au sein de cet enrobé que la récupération de l'énergie solaire s'effectue par la circulation de l'eau dans les pores de

l'enrobé. Cet enrobé est donc formulé pour avoir une porosité importante mais également pour résister au trafic qui passe sur la chaussée récupératrice d'énergie (sur l'avenue en question circulent une ligne de bus et un faible trafic poids lourd). La conductivité hydraulique de cette couche, mesurée in situ à l'aide d'un drainomètre, est de 2 cm/s , soit une valeur un peu plus élevée que les enrobés drainants utilisés habituellement en couche de surface. Une attention particulière est accordée à la régularité de la pente de 1% des couches (enrobés étanche et drainant) pour permettre un écoulement gravitaire de l'eau. Les débits de cette eau sont préconisés dans la thèse de S. Asfour [27].



FIGURE 2.8 – La pose de l'enrobé drainant

- La quatrième et dernière étape a consisté à l'application au-dessus de la couche drainante, d'une couche de roulement en enrobé classique (Figure 2.9) permettant de se raccorder au profil de la chaussée existante.



FIGURE 2.9 – La pose de l'enrobé de surface

Le Tableau 2.1 montre les caractéristiques des différentes couches de la chaussée issues des travaux de Asfour S. [28].

TABLEAU 2.1 – Propriétés des différentes couches de la chaussée

Couches	ep (cm)	λ (W/m.K)	ρC (Kg/m ³ .K)
Surface (BBSG)	8	2.34	2144309
Drainant (BBDr)	10	1.56	1769723
Base (étanche)	10	2.5	2144309

2.3.2 Stockage thermique

Le démonstrateur Dromotherm de Savoie Technolac est le premier à combiner récupération, stockage et utilisation de la chaleur. Pour garantir que l'énergie récupérée par l'eau circulant au sein de la chaussée puisse être disponible au bon moment pour son utilisation dans les bâtiments, un système de stockage efficace est créé. Le niveau haut de la nappe (proximité avec le lac du Bourget) mais aussi l'espace disponible ont orienté le choix vers un stockage enterré à faible profondeur dans une cuve étanche et isolée thermiquement. D'un volume total de 32m³, le stockage est constitué de sable saturé en eau et d'échangeurs géothermiques spiralés développés spécifiquement pour les besoins de l'étude par la société Elydan comme le montre la Figure 2.10.

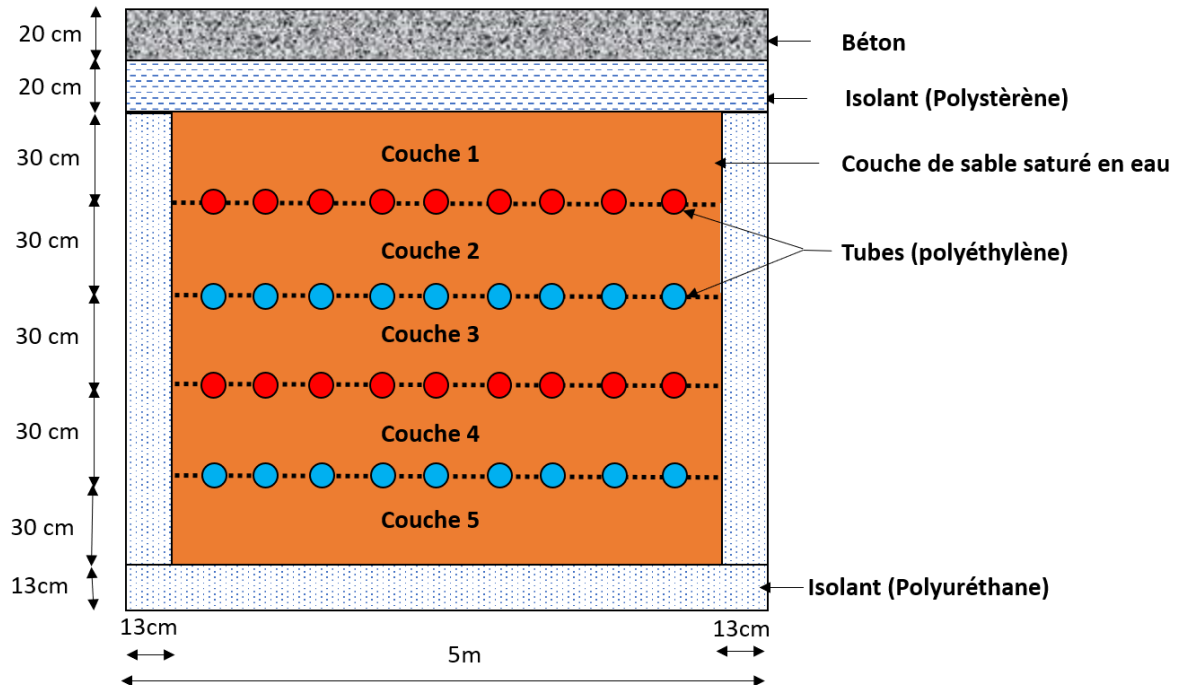


FIGURE 2.10 – Schéma du stockage thermique (vue de face)

La construction du stockage a débuté par la mise en place de l'isolation. Cette dernière est constituée d'une mousse de Polyuréthane projetée sur une structure métallique légère servant de contenant pour le matériau de stockage, du sable saturé en eau (Figure 2.11). Avec cette isolation, on cherche à limiter les pertes de chaleur à long terme

dans le stockage. Pour garantir la saturation du sable en eau, une membrane étanche en PVC est mise en place sur la paroi interne du stockage contre l'isolant. Un géotextile de protection est mis en place avant le remplissage du stockage géothermique.



FIGURE 2.11 – Coffrage métallique avec isolation du stockage

Le stockage est ensuite rempli de sable compacté par des couches de 15 cm d'épaisseur comme le montre la Figure 2.12. Pour garantir la géométrie du stockage, le remblaiement latéral extérieur de l'excavation par couches successives de 15 cm et leur tassement est réalisé en parallèle du remplissage du stockage.



FIGURE 2.12 – Remplissage et compactage d'une couche du stockage

Pour déterminer les caractéristiques du sable telles que sa porosité et sa masse volumique, un échantillon de sable a été prélevé pour faire des essais de caractérisation en

laboratoire.

Des échangeurs géothermiques spirales sont mis en place pour la circulation des fluides caloporteurs dans le stockage tous les 30 cm. Ils permettent les échanges de chaleur entre le fluide caloporteur provenant de la chaussée et le stockage d'une part et les échanges de chaleur entre le fluide provenant de la pompe à chaleur et le stockage d'autre part. Les débits de circulation des fluides sont déterminés pour obtenir un régime à la limite du turbulent. Ces tubes sont fournis par l'entreprise Elydan qui est un fabricant et partenaire du projet. Chaque tube (TERRA HORIZON S 25x2,3 B 100M P) en polyéthylène haute densité, de diamètre DN25 et d'une longueur de 100 m est enroulé sous la forme d'une spirale d'Archimède avec un pas régulier de 26 cm. La forme en spirale de ces tubes est faite grâce aux bois utilisés comme guides permettant une installation simple et précise des tubes, espacés régulièrement entre eux comme le montre la Figure 2.13.



FIGURE 2.13 – Tube géothermiques en forme de spirale dans le stockage

Une isolation supplémentaire de 20 cm d'épaisseur est installée sur le toit du stockage, qui se situe lui-même sous la dalle béton sur laquelle repose le bâtiment-témoin comme le montrent les Figures 2.14 et 2.15



FIGURE 2.14 – Isolation du toit du stockage thermique



FIGURE 2.15 – Dalle en béton de du stockage thermique

Caractéristiques du sable de stockage

Le sable utilisé pour le stockage est un sable Sable 0/4 (granulat tamisé utilisé en construction dont les grains ont un diamètre compris entre 0 et 4 millimètres) calcaire de la carrière SCMS à la Motte Servolex. Sa conductivité thermique et sa capacité calorifique sont respectivement de $1,3 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ et $840 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$.

Sa porosité et sa densité ont été déterminées expérimentalement à partir de 3 échantillons saturés en eau puis compactés avec une dame manuelle dans un moule calibré. Les masses de sable saturé et d'eau ont été mesurées à l'issue du compactage et après passage en étuve à 90°C sur une durée de 24 h (Figure 2.16).



FIGURE 2.16 – 3 échantillons de sable saturé en eau dans une étuve pour séchage

Le Tableau 2.2 donne le récapitulatif des mesures effectuées

TABLEAU 2.2 – Porosité et densité des échantillons

Ech.	Masse sable saturé en eau (g)	Masse sable sec (g)	Volume total (L)	Volume d'eau (L)	Porosité	Masse volumique sable saturé (kg/m^3)
1	2531	2190	1.01	0.34	34%	2030
2	2451	2155	0.85	0.30	35%	2062
3	2651	2283	1.01	0.37	37%	2096

De ce Tableau 2.2 on remarque que les valeurs de porosité et de densité des 3 échantillons sont proches l'une de l'autre, ce qui atteste de la répétabilité des mesures effectuées. On en déduit une porosité moyenne de 35% et une densité de sable saturé en eau de 2063 kg/m^3 .

Le Tableau 2.3 donne les caractéristiques des matériaux du stockage.

TABLEAU 2.3 – Propriétés des différentes couches du stockage

Matériaux	ep (cm)	$\lambda(W/m \cdot K)$	$\rho (kg/m^3)$	$C_p (J/kg \cdot K)$
Béton	20	2.0	2500	1000
Polystyrène	20	0.038	50	1450
Sable saturé en eau	30	1.57	2063	1366
Sable englacé		2.58	2034.5	996
Polyuréthane	13	0.025	40	1750

2.3.3 Système énergétique

Le petit bâtiment en bois installé sur la dalle de béton au-dessus du stockage thermique a une surface au sol de $20 m^2$. Il abrite les différents circuits hydrauliques et systèmes énergétiques, ainsi que le système d'acquisition de mesures. La Figure 2.17 montre la PAC ATLANTIC GEOLIA 5, le ballon tampon et le ventilo-convecteur pour le chauffage de la cabane et la production d'ECS. Les caractéristiques techniques de ces différents éléments sont données en annexe A.



FIGURE 2.17 – La pompe à chaleur , ballon tampon et le ventilo-convecteur

Le démonstrateur a été équipé de différents capteurs pour suivre l'évolution des températures, débit, volume, pression, dans le temps.

2.4 Instrumentation

2.4.1 Station météo

Une station météo (Figure 2.18) a été installée sur la dalle en béton accueillant le cabanon en bois. Cette station comprend :

- un pyranomètre pour la mesure de la radiation solaire dans la bande 300 nm-2500 nm ;

- un pyrgéomètre pour la mesure le rayonnement infrarouge lointain ;
- un anémomètre pour la mesure de la vitesse du vent ;
- un pluviomètre à augets basculants pour la mesure des hauteurs de précipitations ;
- un capteur de température et d'humidité d'air.

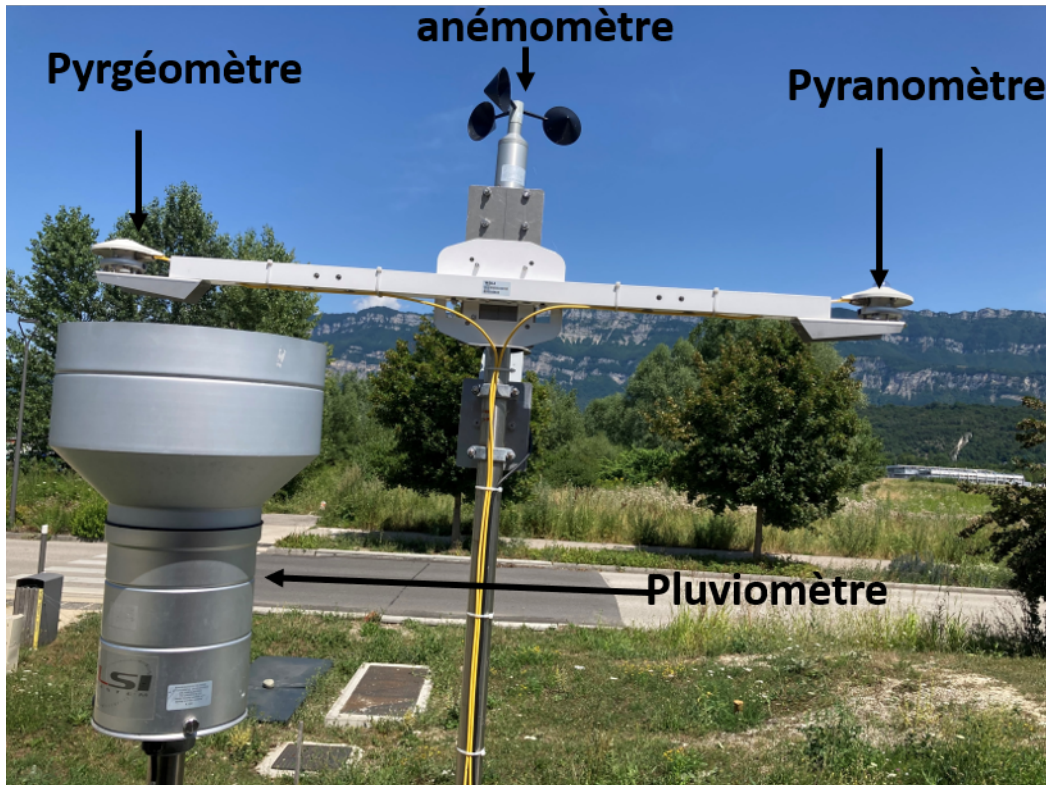


FIGURE 2.18 – Station météo

2.4.2 Instrumentation de la chaussée

Le capteur routier a été instrumenté avec des thermocouples. La température est mesurée dans la couche étanche, dans la couche drainante et dans la couche de surface à 3 distances différentes (0,5m , 3m et 5,5m) du caniveau amont à mi-longueur de chaussée (Figure 2.19). 4 thermocouples sont implantés dans la couche étanche et la couche drainante pour ces 3 positions afin de garantir des mesures de température à ces positions avec le risque d'écrasement et donc de perte des capteurs par écrasement à la suite du compactage. 1 thermocouple a été posé au niveau de la couche de surface pour ces 3 positions après rainurage superficiel de la route.

La température du bitume lors de sa pose est de 160 °C environ pour des températures d'utilisation comprises entre -10°C et 50°C. Le choix des thermocouples et de leurs gaines s'est porté sur des thermocouple de T (cuivre et le constantan) (Figure 2.20). Les thermocouples ont été réalisés à partir d'une même bobine de fils afin de limiter autant que ce peut les aléas quant aux biais de mesures.

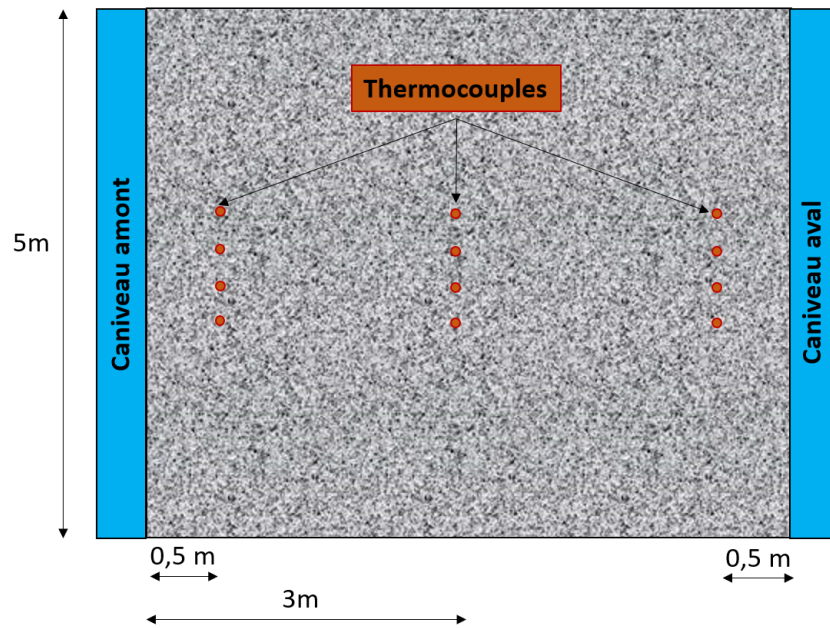


FIGURE 2.19 – Plan d’implantation des thermocouples dans la chaussée



FIGURE 2.20 – Thermocouples type T posés dans la chaussée

2.4.3 Instrumentation du stockage thermique

Pour suivre l’évolution de la température dans le stockage, des thermocouples et des sondes PT100 ont été implantés à mi-hauteur des couches de sables selon des directions orthogonales comme le montrent les Figures 2.21 , 2.22 et 2.23. Ces profils de températures sont complétés par des mesures de la température du sol à l’extérieur du stockage pour permettre d’évaluer les pertes thermiques.

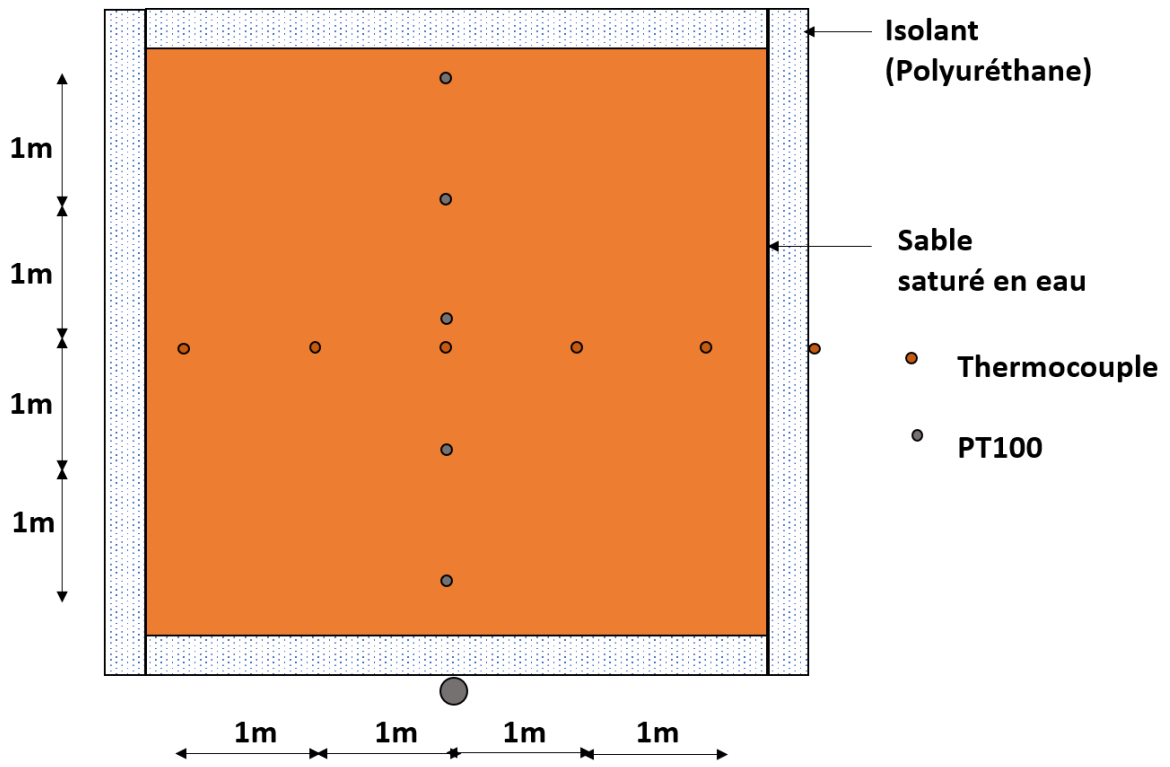


FIGURE 2.21 – Plan d'implantation des capteurs dans le stockage (vue de dessus)

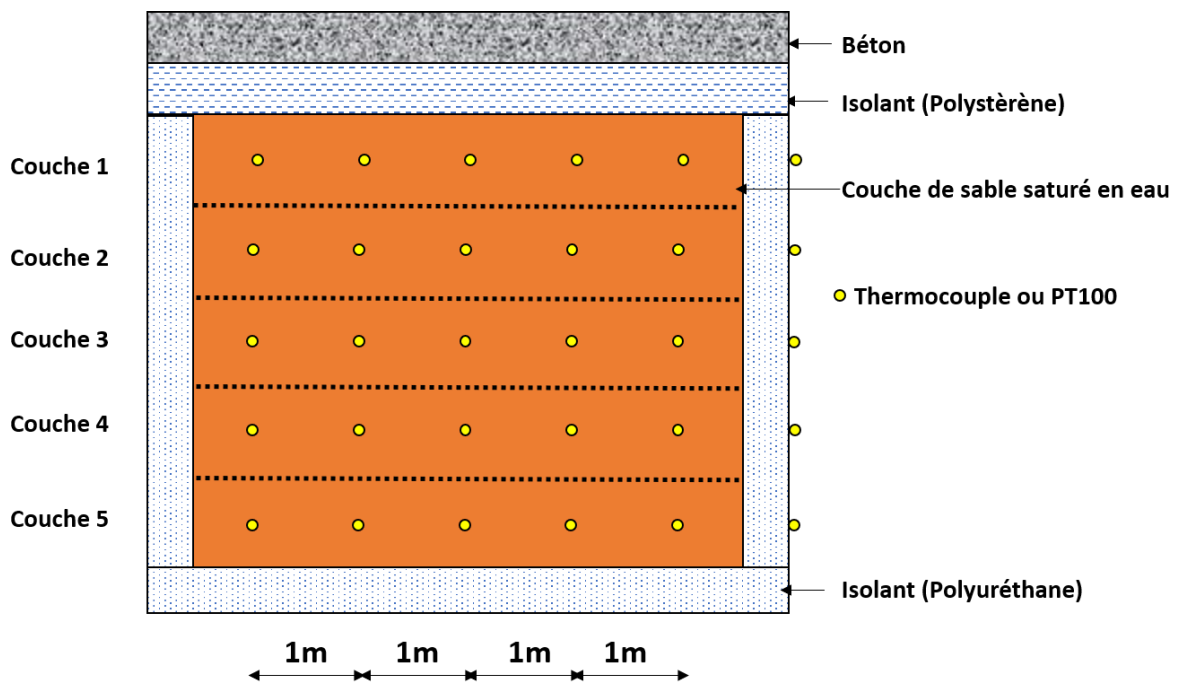


FIGURE 2.22 – Plan d'implantation des capteurs dans le stockage (vue de face)

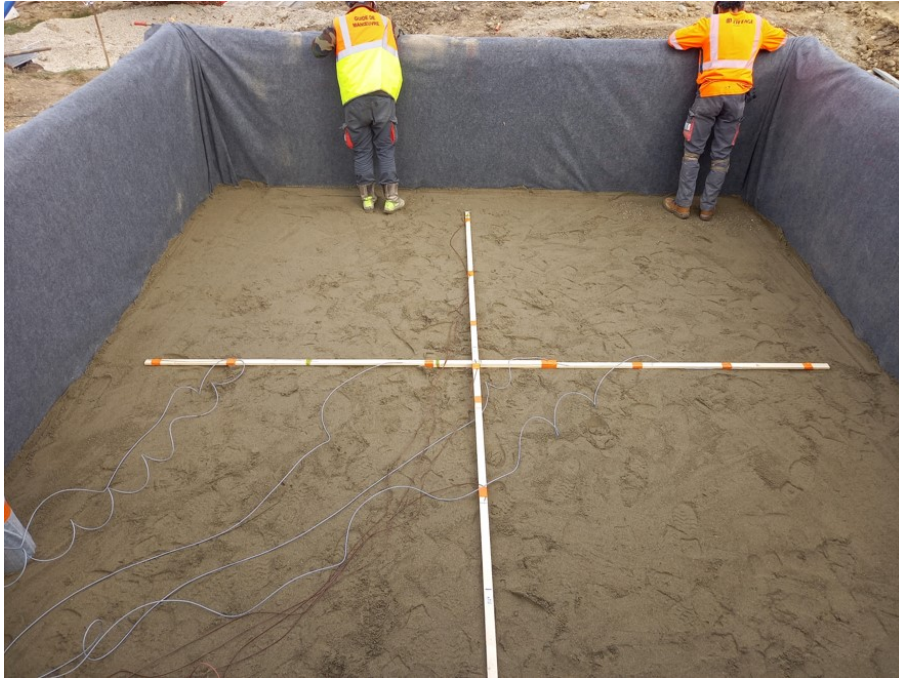


FIGURE 2.23 – Mise en place des capteurs de température dans une couche du stockage thermique

2.4.4 Instrumentation des circuits hydrauliques

Les circuits hydrauliques ont été instrumentés afin de mesurer les grandeurs thermo hydrauliques des fluides (Figure 2.24). Des PT100 (RTD PT100 RS PRO, \varnothing 6mm) sont placés pour mesurer la température du fluide. Des débitmètres (Burket type SE30) sont mis en place pour mesurer le débit du fluide. Des compteurs (Altecnic BSPP) d'eau ont été également mis en place pour mesurer le volume du fluide pour pouvoir les comparer aux mesures des débitmètres.

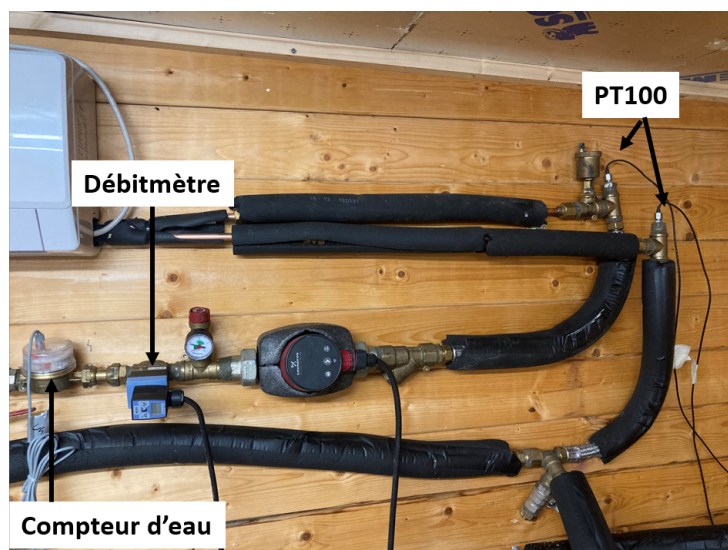


FIGURE 2.24 – Les différents capteurs mis en place dans les circuits hydrauliques

2.4.5 Acquisition des données

Les coffrets électriques (Figure 2.25) contiennent tous éléments électriques, d’acquisition et de pilotage du système. L’acquisition des mesures est réalisée au moyen de différents modules tels que les modules TC 8 voies (thermocouples), des modules RTD 6 voies (PT100), les modules pour la station météo, les modules Digital Input (DI) pour les compteurs d’eau, Digital Output (DO) pour les relais électriques, Analogic Input (AI) pour les débitmètres. Tous ces modules communiquent avec le Raspberry Pi et l’intelligence embarquée EmonPI qui permettent de piloter le système et de lire les mesures en temps réel sur un navigateur web. Pour suivre la consommation électrique de l’installation en générale et de la PAC en particulier, deux capteurs de courants alternatifs ont été mis en place sur l’arrivée général du réseau et sur le départ électrique vers la PAC. Ils sont reliés à un capteur de tension EmonTx et nous permettent de calculer la puissance et la consommation électrique.

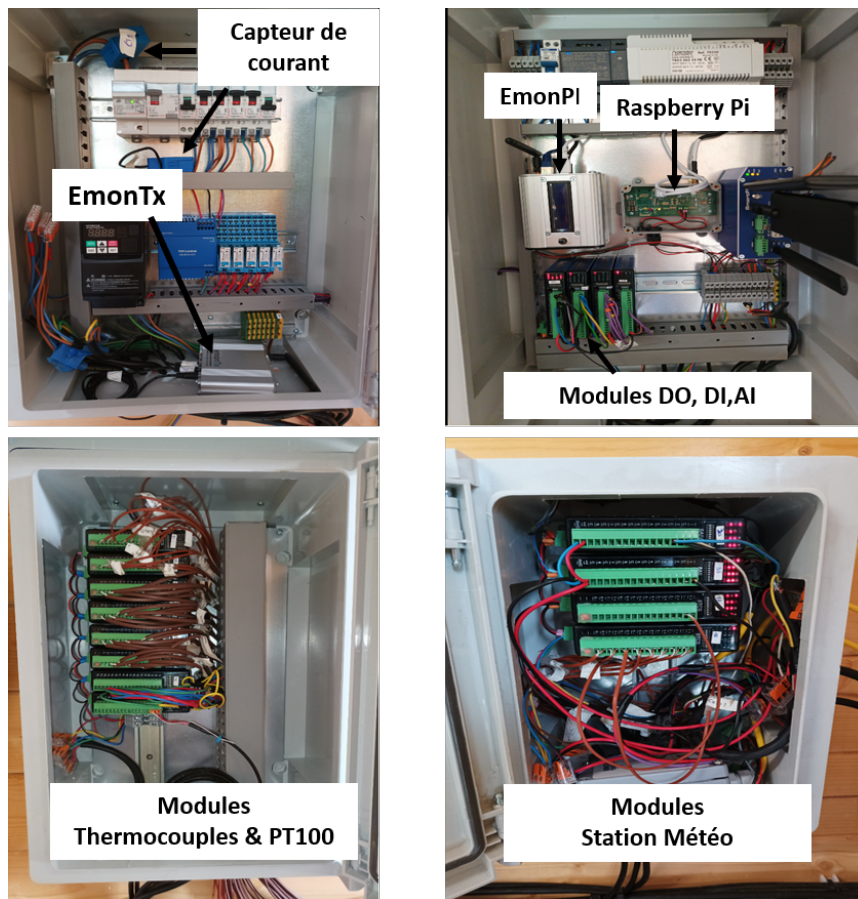


FIGURE 2.25 – Les différents coffrets contenant les modules d’acquisitions

2.5 Pilotage du système

La Figure 2.26 nous montre une vue aérienne de l’installation. On remarque la présence d’une ombre sur une partie de l’échangeur thermique routier Dromotherm. Cette ombre est due à l’arbre situé tout juste à côté de la route. La présence de cette ombre nous

permet de nous rapprocher un peu plus des conditions réelles auxquelles le dispositif est appelé à fonctionner en milieu urbain. Le choix de l'emplacement a été dicté par sa proximité au bâtiment Helios, l'accès à l'eau et à l'électricité, et la présence d'une petite butte permettant d'implanter la cuve de stockage au-dessus de la nappe phréatique.



FIGURE 2.26 – L'échangeur thermique routier Dromotherm installé (vue aérienne)

La circulation du fluide caloporteur dans l'échangeur thermique routier est mise en marche lorsque la température du drainant est positive et d'au moins 5°C supérieure à la température du stockage thermique. Une fois le dispositif mis en route, nous avons constaté quelques imperfections. Elles se résument essentiellement à des fuites d'eau dans les caniveaux amont et aval comme le montrent les Figures 2.27.



FIGURE 2.27 – Fuites d'eau dans les caniveaux amont (à gauche) et aval (à droite)

Vu les quantités importantes d'eau qu'on perd lors de sa circulation dans la chaussée et vu les contraintes de temps pour effectuer les réparations, nous avons décidé de remplacer la capteur routier par un bain thermostatique. En partant de l'hypothèse d'un rayonnement solaire moyen de 1000 W/m^2 et d'un taux de récupération de 10% par le capteur thermique routier de 30 m^2 , on a choisi un bain thermostatique (Annexe A) d'une puissance équivalente de 3.5 kW pour la recharge du stockage comme le montre la Figure 2.28.

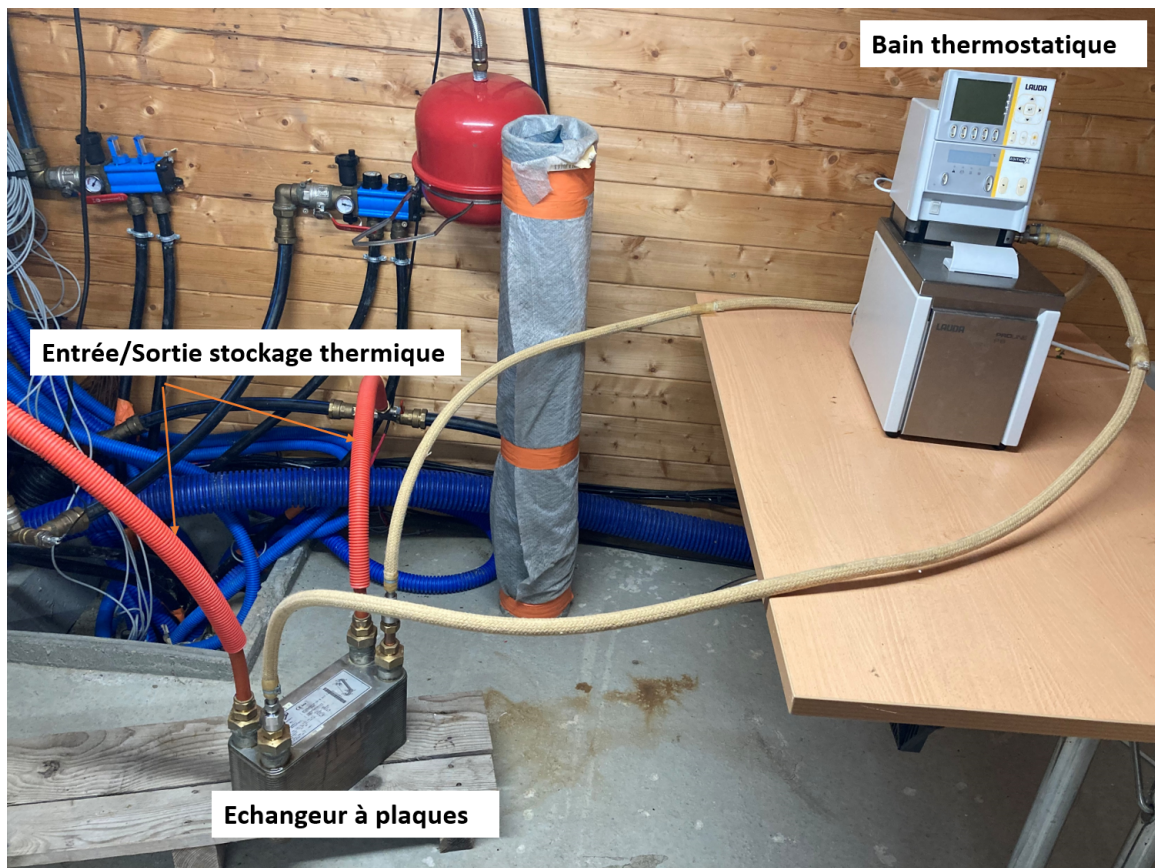


FIGURE 2.28 – Bain thermostatique de 3kW utilisé en lieu et place du capteur thermique routier Dromotherm

2.6 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons décrit le fonctionnement du système. Nous avons également présenté en détails le procédé de construction des différents composants du dispositif expérimental depuis la mise en place du capteur thermique routier jusqu'à l'installation de la cabane. Les différents capteurs utilisés pour l'instrumentation et l'acquisition des données ont été présentés. Nous avons fait une analyse critique du dispositif en relevant les difficultés rencontrées dans son fonctionnement. La solution mise en oeuvre pour pallier les problèmes de fuites sur le capteur thermique routier a été présentée. Dans la suite nous allons procéder à la modélisation thermique dynamique du système.

3

Modélisation d'un stockage thermique souterrain

3.1	Introduction	57
3.2	La discrétisation du stockage en éléments simples	57
3.3	Modélisation du transfert de chaleur sans changement de phase	59
3.4	Description du transfert de chaleur avec changement de phase	62
3.5	Conditions aux limites	65
3.6	Résolution des équations	66
3.7	Validation du modèle numérique du stockage thermique	66
3.7.1	1er essai : Évaluation du modèle en cas de décharge sensible du stockage thermique	66
3.7.2	2ème essai : Évaluation du modèle en cas de décharge avec prise en glace partielle du stockage	72
3.7.3	3ème essai : Recharge du stockage	78
3.8	Conclusion	81

3.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de mettre en place un modèle thermique du stockage de chaleur pouvant être couplé au modèle thermique de l'échangeur thermique routier et à celui du bâtiment dans le but de simuler le comportement thermique dynamique du système complet. Le modèle recherché doit (i) être représentatif des phénomènes physiques siégeant au sein du stockage, ce que l'on évaluera par comparaison à des mesures expérimentales et (ii) être capable de prendre en compte différentes sollicitations du stockage thermique telle que la recharge, la décharge ou les deux simultanément. De plus, le modèle développé se veut simplifié par rapport à des codes aux éléments finis par exemple pour assurer une rapidité d'exécution en temps de calcul afin de pouvoir réaliser des simulations sur de longues durées (une ou plusieurs années).

Pour atteindre ces objectifs, nous présentons d'abord les différentes hypothèses formulées pour développer le modèle. Il s'agira notamment de simplifier au maximum le problème tout en restant le plus réaliste possible par rapport aux phénomènes physiques. De ces hypothèses, nous exprimerons les différents phénomènes de transferts thermiques ayant lieu dans le stockage, des bilans d'énergie au niveau des strates de sable et les équilibres thermodynamiques sous formes d'équations. Nous estimerons les flux aux frontières et les températures moyennes des strates sur la base d'une approximation des profils de température par une équation du second degré. L'évolution temporelle des variables du problème seront déterminées à l'aide d'une méthode implicite. Les résultats du modèle seront comparés à des mesures expérimentales obtenues sur le démonstrateur en vue de connaître l'aptitude du modèle à reproduire les phénomènes.

3.2 La discrétisation du stockage en éléments simples

Les simplifications de modélisation sont multiples. D'une part, on fait l'hypothèse d'une représentation du stockage par « éléments simples » dans sa dimension verticale sous la forme de couches. Celles-ci sont déterminées à partir de la configuration réelle du stockage, à savoir deux boucles « chaudes » d'échange avec la chaussée et deux boucles « froides » avec la PAC, les boucles chaudes et froides étant alternées. Ceci conduit à 5 couches séparées par les tuyaux d'échange comme on peut le voir sur la Figure 3.1. D'autre part, la température au sein de chaque couche, qui pourra être divisée au besoin en sous-couche « solide » et sous-couche « liquide » en cas de changement de phase de l'eau présente dans le milieu granulaire, sera supposée dépendre de l'altitude par une fonction polynomiale de degré 2.

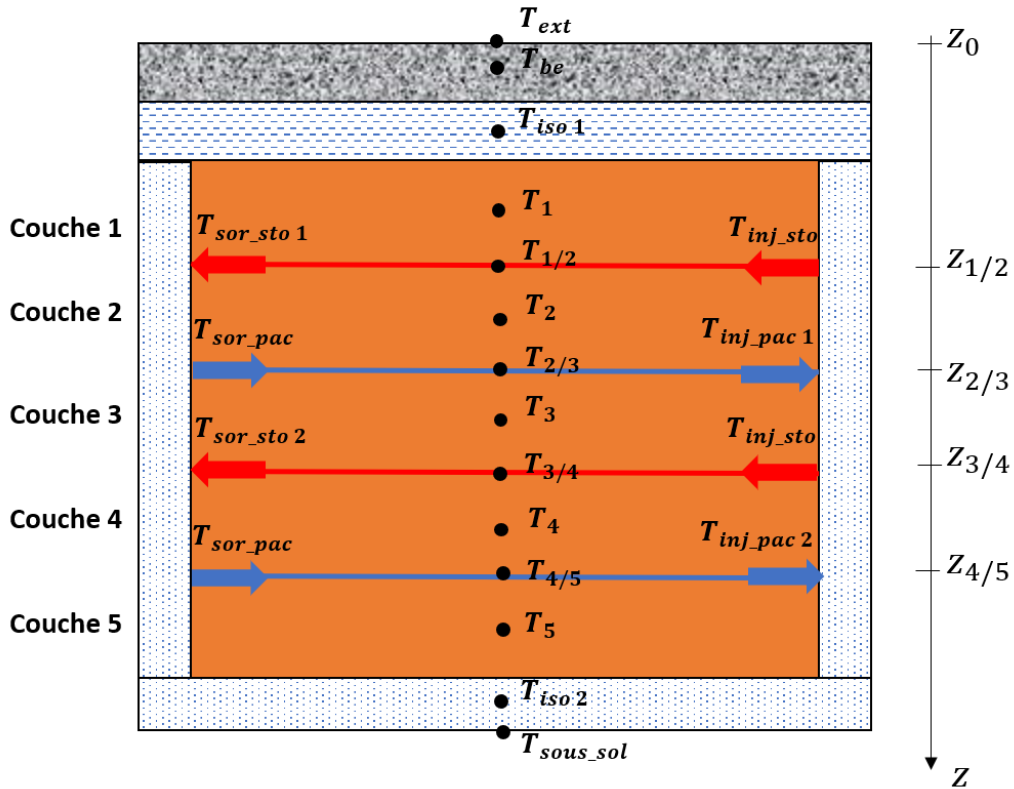


FIGURE 3.1 – Schéma du modèle du stockage thermique

Par ailleurs, la modélisation est réalisée sous les hypothèses suivantes :

- Les couches de sable 2, 3, 4 et 5 sont saturées d'eau ;
- La quantité d'eau dans la couche 1 est variable ;
- Les propriétés physiques du sable sont homogènes ;
- La variation du volume de stockage avec la température est négligée ;
- Les effets convectifs sont négligeables à l'intérieur des couches de sable saturées d'eau ;
- Les propriétés physiques (conductivité thermique, densité, capacité calorifique) sont indépendantes de la température ;
- Compte tenu du facteur de forme de la couche de sable, les transferts de chaleur dans la direction radiale sont négligeables. Les phénomènes de transferts de chaleur peuvent donc être modélisés en 1D ;
- La température du sol entourant le stockage thermique est supposée être proche de celle du sol non perturbé et régie par l'équation 3.1 [78].

$$T_{sol}(z, t) = T_{moy} - T_{amp} \cos \left(\omega_a(t - t_f) + z \sqrt{\frac{\omega_a}{2a}} \right) \exp \left(z \sqrt{\frac{\omega_a}{2a_{sol}}} \right) \quad (3.1)$$

Où ω_a est la pulsation annuelle (rad/s), T_{moy} et T_{amp} sont respectivement la moyenne et l'amplitude annuelles de la température du sol (K) ; t_f le jour le plus froid de

l'année (s) et a_{sol} la diffusivité thermique du sol (m^2/s). A Chambéry, $T_{moy} = 11,9$ °C, $T_{amp} = 9,1$ °C et $a_{sol} = 6,8 * 10^{-7} m^2/s$.

Nous avons donc imposé une condition de type Dirichlet à la périphérie du stockage thermique. Tout d'abord, considérons le cas des couches de sable sans changement de phase.

3.3 Modélisation du transfert de chaleur sans changement de phase

Considérons une couche de sable i comprise entre 2 couches de sable $i-1$ et $i+1$. Appelons $z_{i-1/i}$ la position de l'interface entre les couches $i-1$ et i , et $z_{i/i+1}$ la position de l'interface entre les couches i et $i+1$. Le transfert de chaleur par conduction au sein de la couche de sable i sans changement de phase doit satisfaire à différentes conditions.

- Bilan énergétique

La variation de l'énergie interne de la couche i se traduit par l'équation 3.2.

$$\int_{z_{i-1/i}}^{z_{i/i+1}} \rho_i \cdot C p_i \frac{\partial T_i(z, t)}{\partial t} \cdot S \cdot dz = \lambda_i \cdot S \cdot \left(\frac{\partial T_i(z_{i-1/i}, t)}{\partial z} - \frac{\partial T_i(z_{i/i+1}, t)}{\partial z} \right) + \dot{q}_{lat} \quad (3.2)$$

Où ρ_i , $C p_i$, λ_i et S représentent respectivement la masse volumique (kg/m^3), la capacité calorifique massique ($J/Kg.K$) (le sable saturé est supposée non compressible soit $Cv = Cp$), la conductivité thermique ($W/m.K$) et l'aire de la surface de base (m^2) de la couche i . Quant à q_{lat} , il désigne les pertes latérales (W) et s'exprime par l'équation 3.3.

$$q_{lat} = \frac{\langle T_{sol}(z, t) \rangle - \langle T_i(t) \rangle}{Rth_{iso}} \quad (3.3)$$

Avec

$$Rth_{iso} = \frac{e_{iso}}{\lambda_{iso} \cdot p \cdot h} \quad (3.4)$$

$$\langle T_{sol}(z, t) \rangle = \frac{1}{z_{i/i+1} - z_{i-1/i}} \int_{z_{i-1/i}}^{z_{i/i+1}} T_{sol}(z, t) \cdot dz \quad (3.5)$$

Où e_{iso} , λ_{iso} et h désignent respectivement l'épaisseur de l'isolant (m), la conductivité thermique de l'isolant ($W/m.K$) et la hauteur de la couche (m). Quant à p il désigne le périmètre interne de la couche : $p = (L + l) * 2$ (L : longueur interne (m) et l : largeur interne d'une couche (m)).

- Continuité de la température avec les couches de sable adjacentes.

$$T_{i-1}(z_{i-1/i}, t) = T_i(z_{i-1/i}, t) \quad (3.6)$$

$$T_i(z_{i/i+1}, t) = T_{i+1}(z_{i/i+1}, t) \quad (3.7)$$

- Équilibre thermique à l'interface

Des échangeurs de chaleur spiralés au travers desquels circule le fluide caloporteur sont implantés entre les couches de sable. Le bilan énergétique à l'interface des couches de sable $i-1$ et i est donné par l'équation 3.8.

$$\dot{m}_{cal_{i-1/i}} \cdot C_{p_{cal}} (T_{sor_{i-1/i}}(t) - T_{inj_{i-1/i}}(t)) = \frac{T_{i-1/i}(t) - T_{cal_{i-1/i}}}{Rth_{cal}} \quad (3.8)$$

avec \dot{m}_{cal} le débit massique du fluide caloporteur (kg/s), $C_{p_{cal}}$ la capacité calorifique du fluide caloporteur ($J/kg.K$). $T_{inj_{i-1/i}}$ et $T_{sor_{i-1/i}}$ représentent respectivement les températures d'entrée et de sortie du fluide caloporteur au niveau des échangeurs entre les couches $i-1$ et i (K) et $T_{cal_{i-1/i}}$ désigne la température du fluide caloporteur et s'exprime par l'équation 3.9.

$$T_{cal_{i-1/i}} = \frac{T_{inj_{i-1/i}} + T_{sor_{i-1/i}}}{2} \quad (3.9)$$

Rth_{cal} représente la résistance thermique entre le fluide caloporteur et la tuyauterie. Elle est la somme d'une résistance de convection (due à circulation du fluide) et une résistance de conduction (due à la tuyauterie). Moch et al. [78] donnent son expression par l'équation 3.10.

$$Rth_{cal} = \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi L_{tube} \lambda_{tube}} + \frac{1}{\pi \cdot Nu \cdot L_{tube} \lambda_{cal}} \quad (3.10)$$

Où r_e et r_i sont respectivement le rayon extérieur et le rayon intérieur du tube (m); L_{tube} de la longueur du tube (m); et λ_{tube} et λ_{cal} respectivement la conductivité thermique du tube et du fluide caloporteur ($W/m.K$). Compte tenu du régime d'écoulement laminaire, le nombre de Nusselt est $Nu = 4,36$.

La chaleur gagnée ou perdue par le fluide caloporteur est extraite ou transférée au sable par conduction 3.11.

$$\dot{m}_{cal_{i-1/i}} \cdot C_{p_{cal}} (T_{sor_{i-1/i}}(t) - T_{inj_{i-1/i}}(t)) = \lambda_i S \frac{\partial T_i(z_{i-1/i}, t)}{\partial z} - \lambda_{i-1} S \frac{\partial T_{i-1}(z_{i-1/i}, t)}{\partial z} \quad (3.11)$$

La température moyenne de l'interface entre la couche de sable et sa voisine supérieure (équation 3.12) est obtenue en combinant les équations 3.8 et 3.11.

$$T_{i-1/i}(t) = T_{inj_{i-1/i}}(t) + \left(\frac{1}{2\dot{m}_{cal_{i-1/i}} C_{p_{cal}}} + Rth_{cal_{i-1/i}} \right) S \left(\lambda_i \frac{\partial T_i(z_{i-1/i}, t)}{\partial z} - \lambda_{i-1} \frac{\partial T_{i-1}(z_{i-1/i}, t)}{\partial z} \right) \quad (3.12)$$

La température moyenne de l'interface entre la couche de sable et sa voisine inférieure (équation 3.13) est obtenue par un raisonnement similaire.

$$T_{i/i+1}(t) = T_{inj_i/i+1}(t) + \left(\frac{1}{2\dot{m}_{cal_i/i+1}Cp_{cal}} + Rth_{cal_i/i+1} \right) S \left(\lambda_{i+1} \frac{\partial T_{i+1}(z_{i/i+1}, t)}{\partial z} - \lambda_i \frac{\partial T_i(z_{i/i+1}, t)}{\partial z} \right) \quad (3.13)$$

Le calcul de la température moyenne et des flux de chaleur des deux côtés de la couche de sable nécessite une approximation du profil de température. Dans le cas des mailles minces, il est courant d'approximer le profil de température par des droites et de supposer que la température moyenne est égale à la température au centre du maillage. Dans le cas présent, pour une meilleure précision et pour équilibrer le nombre de paramètres inconnus au nombre d'équations d'équilibre ou de continuité disponibles, nous avons décidé d'approximer le profil de température à l'aide d'une équation du second degré (équation 3.14). Les paramètres de l'équation varient à chaque pas de temps et sont calculés à l'aide des conditions aux limites (équations 3.6, 3.7, 3.12 et 3.13) et du bilan d'énergie (équation 3.2). L'annexe B détaille le calcul des coefficients a, b et c à chaque pas de temps.

$$T_i(z, t) = a_i(t)z^2 + b_i(t)z + c_i(t) \quad (3.14)$$

A chaque instant t , les équations 3.15 à 3.19 doivent être vérifiées :

$$a_{i-1}(t)z_{i-1/i}^2 + b_{i-1}(t)z_{i-1/i} + c_{i-1}(t) = a_i(t)z_{i-1/i}^2 + b_i(t)z_{i-1/i} + c_i(t) \quad (3.15)$$

$$a_i(t)z_{i/i+1}^2 + b_i(t)z_{i/i+1} + c_i(t) = a_{i+1}(t)z_{i/i+1}^2 + b_{i+1}(t)z_{i/i+1} + c_{i+1}(t) \quad (3.16)$$

$$T_{i-1/i}(t) = T_{inj_i-1/i}(t) + A_{i-1/i} \left[\lambda_i (2a_i(t) * z_{i-1/i} + b_i(t)) - \lambda_{i-1} (2a_{i-1}(t) * z_{i-1/i} + b_{i-1}(t)) \right] \quad (3.17)$$

$$T_{i/i+1}(t) = T_{inj_i-1/i}(t) + A_{i/i+1} \left[\lambda_{i+1} (2a_{i+1}(t) * z_{i/i+1} + b_{i+1}(t)) - \lambda_i (2a_i(t) * z_{i/i+1} + b_i(t)) \right] \quad (3.18)$$

Avec

$$A_{i-1/i} = \left(\frac{1}{2\dot{m}_{cal_i-1/i}Cp_{cal}} + Rth_{cal_i-1/i} \right)$$

et

$$A_{i/i+1} = \left(\frac{1}{2\dot{m}_{cal_i/i+1}Cp_{cal}} + Rth_{cal_i/i+1} \right)$$

$$\rho_i \cdot Cp_i \cdot S \cdot h \left(\langle T_i(t+dt) \rangle - \langle T_i(t) \rangle \right) = \lambda_i \cdot S \cdot 2a_i(t) \cdot h + p \cdot h \cdot \frac{\langle T_g(t) \rangle - \langle T_i(t) \rangle}{Rth_{iso}} \quad (3.19)$$

Les couches d'isolation inférieures et supérieures ainsi que la dalle en béton armé de 20 cm sont traitées comme des couches spécifiques. Le transfert de chaleur dans ces couches est traité de la même manière que dans les couches de sable sans changement de phase.

3.4 Description du transfert de chaleur avec changement de phase

En hiver, pendant la phase de décharge, l'eau contenue dans le stockage gèle lorsque la température locale se situe en dessous de 0°C. La conduction thermique dans le liquide et dans la partie englacée de la couche de sable saturée gouverne le transfert de chaleur et donc la position de l'interface liquide-solide lors du changement de phase [76]. Comme évoqué dans le chapitre 1, différentes approches de modélisation des processus de changement de phase peuvent être trouvées dans la littérature. En effet, les problèmes de conduction thermique dans des conditions de changement de phase ont été étudiés pour la première fois par Stefan [79]. Également connu sous le nom de problème de la limite mobile, ce problème décrit l'évolution du front de changement de phase (solidification ou fusion du matériau à changement de phase).

La Figure 3.2 montre le problème de Stefan biphasé adapté à notre cas. On suppose que l'apparition de la glace commence autour du tuyau de la pompe à chaleur (en bleu). Une couche dans laquelle se produit le changement de phase est divisée en deux parties : une partie liquide de température moyenne T_l et une partie solide de température moyenne T_s . Les deux phases sont séparées par le front de changement de phase situé dans $Z_{il/s}$ et caractérisé avec la température $T_f = 0^\circ\text{C}$.

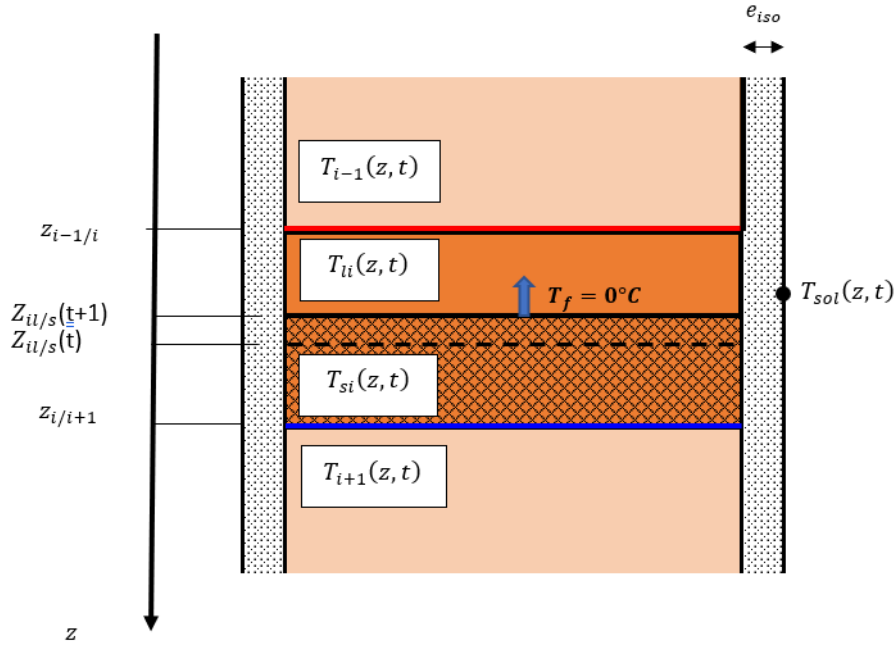


FIGURE 3.2 – Changement de phase dans une couche du stockage

Des transferts de chaleur par conduction transitoire se produisent dans les couches de sable saturé gelé et non gelé. Pour calculer la température moyenne dans les couches de sable, le déplacement du front de fusion/solidification doit être pris en compte dans les bilans énergétiques, ce qui conduit aux équations 3.20, 3.21 et 3.22.

$$\int_{z_{il/s}}^{z_{i/i+1}} \rho_{si} \cdot C_{p_{si}} \frac{\partial T_{si}(z, t)}{\partial t} \cdot S \cdot dz = \lambda_{si} \cdot S \cdot \left(\frac{\partial T_{si}(z_{i-1/i}, t)}{\partial z} - \frac{\partial T_{si}(z_{il/s}, t)}{\partial z} \right) + q_{lat} \quad (3.20)$$

$$\int_{z_{i-1/i}}^{z_{il/s}} \rho_{li} \cdot C_{p_{li}} \frac{\partial T_{li}(z, t)}{\partial t} \cdot S \cdot dz = \lambda_{li} \cdot S \cdot \left(\frac{\partial T_{li}(z_{il/s}, t)}{\partial z} - \frac{\partial T_{li}(z_{i/i+1}, t)}{\partial z} \right) + q_{lat} \quad (3.21)$$

$$\varepsilon \rho_{glace} L \frac{\partial z_{il/s}}{\partial t} = \left(\lambda_s \frac{\partial T_{si}(z_{il/s}, t)}{\partial z} - \lambda_l \frac{\partial T_{li}(z_{il/s}, t)}{\partial z} \right) \quad (3.22)$$

où les indices s et l correspondent à solide ou liquide, ε est la porosité du sable

En supposant que le profil de température dans la phase solide et dans la phase liquide peut être raisonnablement représenté par un polynôme de degré 2, et en prenant en compte l'énergie latente due au déplacement du front de fusion/solidification entre les instants t et $t + dt$ les équations 3.20 à 3.22 conduisent aux équations 3.23 à 3.25.

$$\begin{aligned}
 & \left[\rho_{si} \cdot C_{p_{si}} \cdot S \cdot \left(\langle T_{si}(t+dt) \rangle_{z_{il/s}(t+dt)}^{z_{i/i+1}} \cdot (z_{i/i+1} - z_{il/s}(t+dt)) - \langle T_{si}(t) \rangle_{z_{il/s}(t)}^{z_{i/i+1}} (z_{i/i+1} - z_{il/s}(t)) \right) \right] - \\
 & \rho_{glace} \cdot \varepsilon \cdot L \cdot S \cdot (z_{il/s}(t) - z_{il/s}(t+dt)) = \lambda_{si} \cdot S \cdot 2a_{si}(t+dt) \cdot (z_{i/i+1} - z_{il/s}(t+dt)) \\
 & + p \cdot (z_{i/i+1} - z_{il/s}(t+dt)) \cdot \frac{\langle T_{sol}(t+dt) \rangle_{z_{il/s}(t+dt)}^{z_{i/i+1}} - \langle T_{si}(t+dt) \rangle_{z_{il/s}(t+dt)}^{z_{i/i+1}}}{Rth_{iso}} \cdot dt
 \end{aligned} \quad (3.23)$$

$$\begin{aligned}
 & \rho_{li} \cdot C_{p_{li}} \cdot S \cdot \left[\langle T_{li}(t+dt) \rangle_{z_{i-1/i}}^{z_{il/s}(t+dt)} - \langle T_{li}(t) \rangle_{z_{i-1/i}}^{z_{il/s}(t+dt)} \right] \\
 & = \left[\lambda_{li} \cdot S \cdot 2a_{li}(t+dt) + p \cdot \frac{\langle T_{sol}(t+dt) \rangle_{z_{i-1/i}}^{z_{il/s}(t+dt)} - \langle T_{li}(t+dt) \rangle_{z_{i-1/i}}^{z_{il/s}(t+dt)}}{Rth_{iso}} \right] \cdot dt
 \end{aligned} \quad (3.24)$$

$$\varepsilon \rho L \frac{\partial z_{il/s}}{\partial t} = \left(\lambda_{si} (2a_{li}(t) * Z_{il/s} + b_{li}(t)) - \lambda_{li} (2a_{si}(t) * Z_{il/s} + b_{si}(t)) \right) \quad (3.25)$$

Lorsque la PAC est à l'arrêt et donc ne prend plus d'énergie dans le stockage, le dégel de la couche peut se produire comme le montre la Figure 3.3.

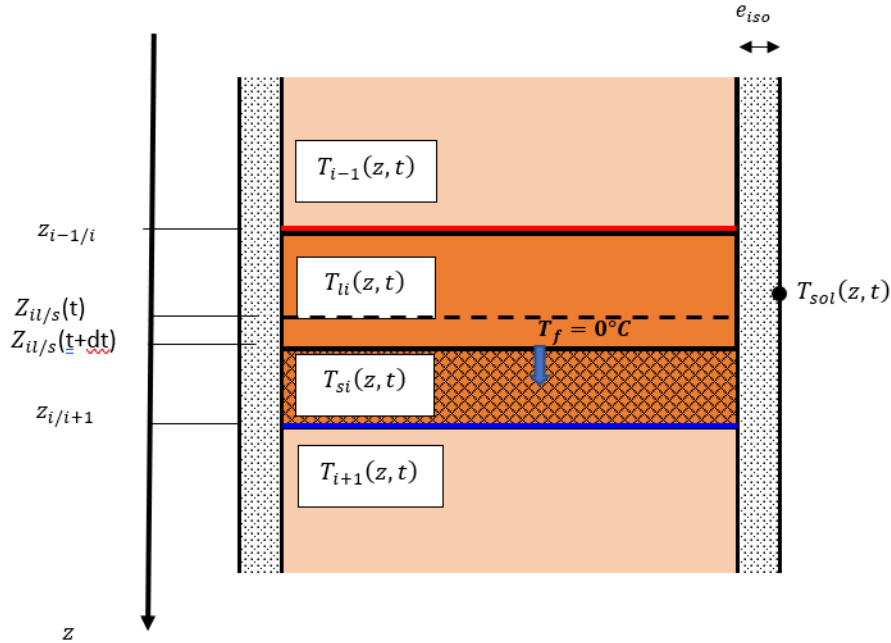


FIGURE 3.3 – Changement de phase dans une couche du stockage (dégel)

Dans ce cas de figure, les températures T_{si} de la zone englacée et T_{li} de la zone non englacée se calculent respectivement par les équations 3.26 et 3.27.

$$\begin{aligned}
 & \rho_{si} \cdot Cp_{si} \cdot S \cdot \left[\langle T_{si}(t+dt) \rangle_{z_{il/s}(t+dt)}^{z_{i/i+1}} - \langle T_{si}(t) \rangle_{z_{il/s}(t+dt)}^{z_{i/i+1}} \right] \\
 & = \left[\lambda_{si} \cdot S \cdot 2a_{si}(t+dt) + p \cdot \frac{\langle T_{sol}(t+dt) \rangle_{z_{il/s}(t+dt)}^{z_{i/i+1}} - \langle T_{si}(t+dt) \rangle_{z_{il/s}(t+dt)}^{z_{i/i+1}}}{Rth_{iso}} \right] \cdot dt
 \end{aligned} \tag{3.26}$$

$$\begin{aligned}
 & \rho_{li} \cdot Cp_{li} \cdot S \cdot \left[\langle T_{li}(t+dt) \rangle_{z_{i-1/i}}^{z_{il/s}(t+dt)} \cdot (z_{il/s}(t+dt) - z_{i-1/i}) - \langle T_{li}(t) \rangle_{z_{i-1/i}}^{z_{il/s}(t)} \cdot (z_{il/s}(t) - z_{i-1/i}) \right] \\
 & \quad - S \cdot (z_{il/s}(t+dt) - z_{il/s}(t)) \cdot (-\rho_{glace} \cdot \varepsilon \cdot L) \\
 & = \left[\lambda_{li} \cdot S \cdot 2a_{li}(t+dt) \cdot (z_{il/s}(t+dt) - z_{i-1/i}) \right. \\
 & \quad \left. + p \cdot (z_{il/s}(t+dt) - z_{i-1/i}) \cdot \frac{\langle T_{sol}(t+dt) \rangle_{z_{i-1/i}}^{z_{il/s}(t+dt)} - \langle T_{li}(t+dt) \rangle_{z_{i-1/i}}^{z_{il/s}(t+dt)}}{Rth_{iso}} \right] \cdot dt
 \end{aligned} \tag{3.27}$$

L'équation 3.25 de l'évolution du front de fusion reste inchangée.

3.5 Conditions aux limites

Considérant que l'impact du stockage thermique sur la température du sol est négligeable, les conditions de Dirichlet basées sur la température du sol non perturbée donnée par l'équation 3.5 sont appliquées à la périphérie et à la partie inférieure de la couche d'isolation à la base du stockage. La convection naturelle se développe entre la dalle de béton et l'air à l'intérieur du bâtiment en bois. Les transferts de chaleur entre la dalle de béton et l'intérieur de la cabine sont traités en conditions mixtes (équation 3.28) avec un coefficient de transfert de chaleur $h = 1W/m^2.K$ pour lequel nous obtenons de bons résultats.

$$-\lambda_{be} S \frac{\partial T_{be}(z=0, t)}{\partial z} = hS (T_{be}(z=0, t) - T_{air}) \tag{3.28}$$

Avec T_{be} et T_{air} , les températures respectives de la dalle de béton et de l'air (K). Les valeurs des débits et des températures du fluide caloporteur imposés à l'entrée de l'échangeur spiralé correspondent aux mesures expérimentales effectuées à la sortie de la pompe à chaleur. La température de l'air au-dessus de la dalle de béton correspond à celle mesurée dans la construction en bois.

3.6 Résolution des équations

Le système d'équations non linéaire est résolu à l'aide d'une discrétisation en temps suivant le schéma de Euler implicite. Une méthode de Newton est mise en œuvre pour résoudre le caractère non linéaire des équations lié en particulier au changement de phase et à la détermination de la position du front de fusion.

3.7 Validation du modèle numérique du stockage thermique

Afin de valider le modèle thermique transitoire du stockage que nous avons développé, une campagne expérimentale a été menée. Trois essais ont été effectués lors de cette campagne expérimentale. L'objectif est de comparer les données expérimentales issues de ces essais avec les résultats de la simulation du modèle 1D. D'abord, le premier essai consiste à ne prélever que de la chaleur sensible du stockage avec la pompe à chaleur pour chauffer le bâtiment. Ensuite, le deuxième essai consiste à faire prendre partiellement en glace le stockage en prenant de la chaleur sensible et de la chaleur latente. La température cible du bâtiment a été réglée à 19°C. La pompe à chaleur démarre lorsque la température dans la partie inférieure du ballon de stockage descend en dessous de 40 °C et s'arrête lorsque cette température atteint 45 °C. Les besoins en chauffage du bâtiment pour maintenir sa température à 19°C sont couverts par le ventilo-convecteur de 2,8 kW raccordé au ballon tampon. Il n'y a ni production d'ECS ni recharge du stockage au cours de ces deux essais. Comprendons bien qu'il s'agit ici de créer exclusivement une puissance d'appel dans le stockage (par une demande de chauffage du bâtiment dans le cas présent) que nous pouvons mesurer afin d'évaluer, pour sa seule fonctionnalité de décharge, le modèle mis en place. Enfin le troisième essai consiste à la recharge du stockage thermique. La PAC est à l'arrêt durant cet essai.

3.7.1 1er essai : Évaluation du modèle en cas de décharge sensible du stockage thermique

Le premier essai s'est déroulé entre le 27 février et le 03 mars 2023. Il s'agit de la première sollicitation thermique forcée du stockage depuis sa construction. La PAC a été mise en marche pour extraire de la chaleur du stockage afin de chauffer le bâtiment. Avec un débit moyen de $0,67 \text{ m}^3/h$, la PAC soutire une puissance moyenne de $2,5 \text{ kW}$ du stockage (Figure 3.4). La durée du cycle de la pompe à chaleur est proche d'une heure. La pompe à chaleur fonctionne pendant 30 à 40 min et s'arrête pendant 20 à 30 minutes selon l'heure de la journée sauf pendant 15 heures à partir de la 25^{ème} heure afin d'étudier la capacité du modèle à suivre la dynamique du système. Le pas temporel d'acquisition des mesures expérimentales est de 10 minutes et correspond au pas temporel de discrétisation

des équations différentielles du modèle.

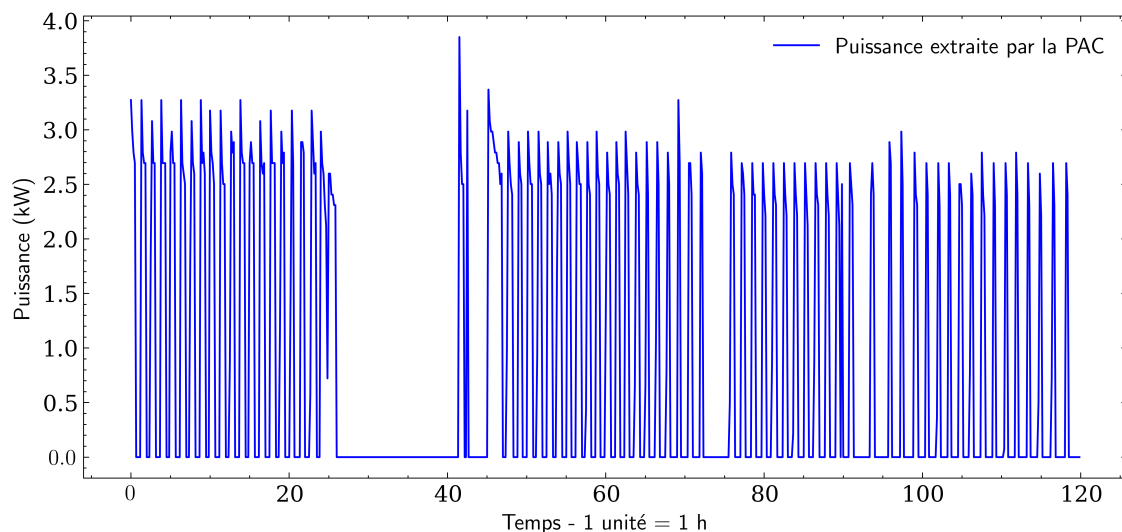


FIGURE 3.4 – Puissance extraite par la PAC lors de la première expérimentation du 27 février au 03 mars 2023

La Figure 3.5 nous montre l'évolution de la température des couches du stockage lors de ce premier essai. Les températures indiquées sur cette figure correspondent aux différentes températures mesurées expérimentalement à mi-hauteur de chaque couche (9 capteurs de température placés à cette profondeur) et à la température prédite par le modèle pour la même profondeur z .

La puissance extraite par la pompe à chaleur fait baisser régulièrement la température du stockage. La baisse de température est de l'ordre de 1°C par jour. La température finale dans les couches de stockage a atteint presque zéro. L'énergie sensible du stockage a donc été utilisée durant cet essai pour chauffer le bâtiment. La température du fluide caloporteur à la sortie de l'échangeur de chaleur géothermique (figure 3.6) ainsi que la température du sable saturé le long de l'échangeur spiralé atteignent presque zéro à $t=120\text{h}$, ce qui annonce le début du changement de phase au sein du stockage et l'épuisement de la chaleur sensible.

Les résultats expérimentaux sont assez proches les uns des autres au sein d'une même couche dans les deux couches supérieures, avec des différences de température maximales d'environ 1°C entre les mesures des deux premières couches de sable pour atteindre 3° sur les 3 dernières couches. Cette évolution est à mettre au regard de la chaleur extraite par la pompe à chaleur par les échangeurs de chaleur spiralés situés entre les couches 2 et 3, et 4 et 5. Le fluide caloporteur sortant de la pompe à chaleur entre dans l'échangeur de chaleur spiralé à sa périphérie et en ressort en son centre avec une température supérieure d'environ 5° . Ce gradient thermique est plus prononcé sur les thermogrammes des couches 3, 4 et 5 qu'au niveau de la couche 2 au contact de la couche supérieure non sollicitée thermiquement. Les mesures de température étant placées à 15 cm au-dessus des tubes, la différence de température mesurée entre la périphérie et le centre (voisine de 3°C sur les couches 3, 4 et 5) est naturellement plus faible que la différence de température

entre l'entrée et la sortie du fluide caloporteur (voisine de 5°C). De la même manière, en raison des effets de diffusion, les fluctuations de température mesurées et calculées à mi-hauteur de la couche de sable sont beaucoup plus faibles que celles du fluide caloporteur lorsque la pompe à chaleur passe du mode marche à l'arrêt et inversement. Le temps de propagation de l'onde thermique entre le tube et la mesure de température est d'environ $t_{car} \approx \frac{0,2 \cdot (\frac{\delta}{2})^2}{a} = 3,2h$ [80]. L'atténuation de l'amplitude de onde thermique à 15 cm des tubes ΔT_{15} par rapport à l'amplitude au niveau des tubes ΔT_0 est de l'ordre de $\frac{\Delta T_{15}}{\Delta T_0} \approx \exp\left(-\Delta z \sqrt{\frac{\omega_a}{2a_g}}\right) = 7\%$ [78].

La différence de température entre le stockage thermique et l'extérieur (le sol et le bâtiment) augmente avec le temps, entraînant l'apparition d'apports thermiques externes. Le principal apport de chaleur provient du bâtiment chauffé à 19°C. Ces apports sont toutefois assez faibles (4 kWh) et représentent moins de 4% de l'énergie sensible extraite par la pompe à chaleur (105 kWh).

La Figure 3.5 compare les températures du sable mesurées expérimentalement à mi-hauteur de chaque couche, avec la température prédite par le modèle pour la même profondeur z . Les résultats du modèle sont cohérents avec les mesures dans chaque couche. Les températures les plus élevées sont naturellement observées à proximité de la dalle de béton, où l'apport thermique est le plus important et la distance la plus grande par rapport à l'échangeur de chaleur.

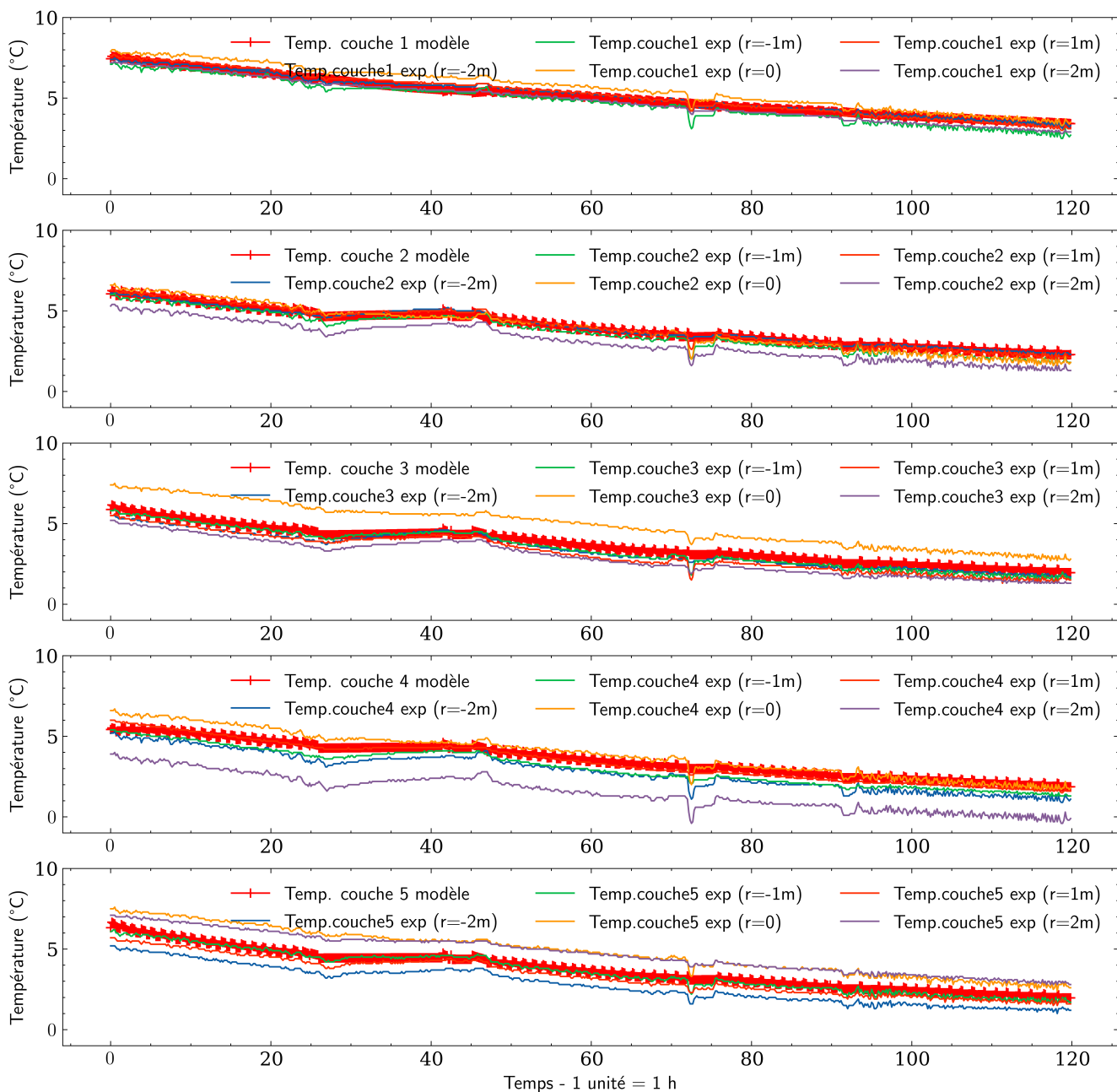


FIGURE 3.5 – Température du stockage du 27 février au 03 mars 2023

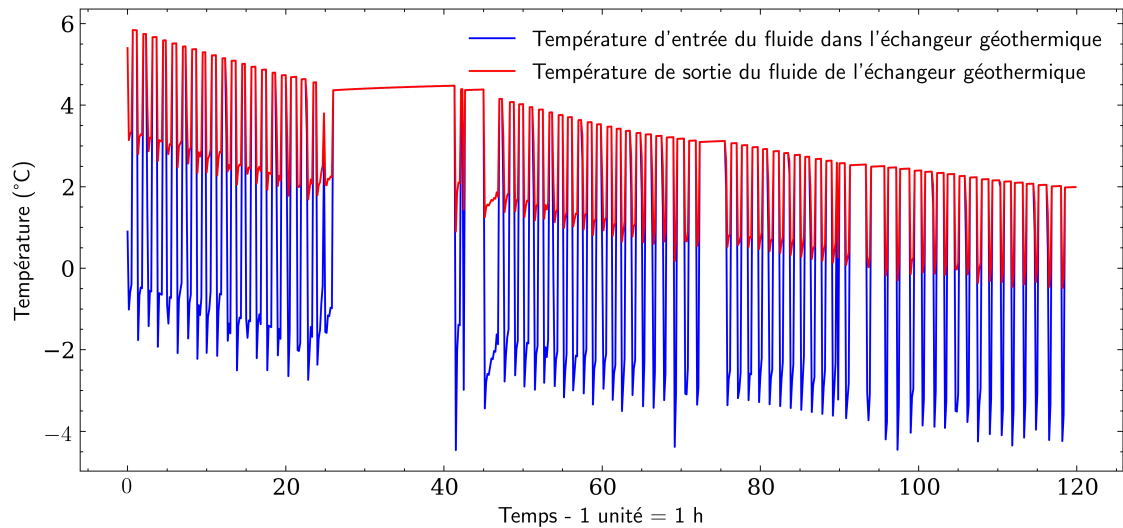


FIGURE 3.6 – Températures du fluide caloporteur en entrée et sortie des échangeurs géothermiques spiralés lors de la première expérimentation du 27 février au 03 mars 2023

Les valeurs expérimentales moyennes sur chacune des couches de sable concordent relativement bien avec les valeurs simulées par notre modèle 1D. Le tableau 3.1 présente les erreurs maximales absolues 3.29.

$$\Delta T = |T_{modele} - T_{exp}| \quad (3.29)$$

TABLEAU 3.1 – Erreurs absolues de simulation lors du 1er essai

Couches	ΔT (°C)
Couche 1	0.7
Couche 2	1.0
Couche 3	0.7
Couche 4	1.5
Couche 5	0.5

Les différences maximales sont observée sur la couche 4. Cette différence est du même ordre de grandeur que l'incertitude de mesures des températures avec les thermocouples qui est de $\pm 1^\circ\text{C}$.

La Figure 3.7 montre l'évolution des profils de températures du stockage prédites par le modèle en fonction de la profondeur lorsque que la PAC est en fonctionnement.

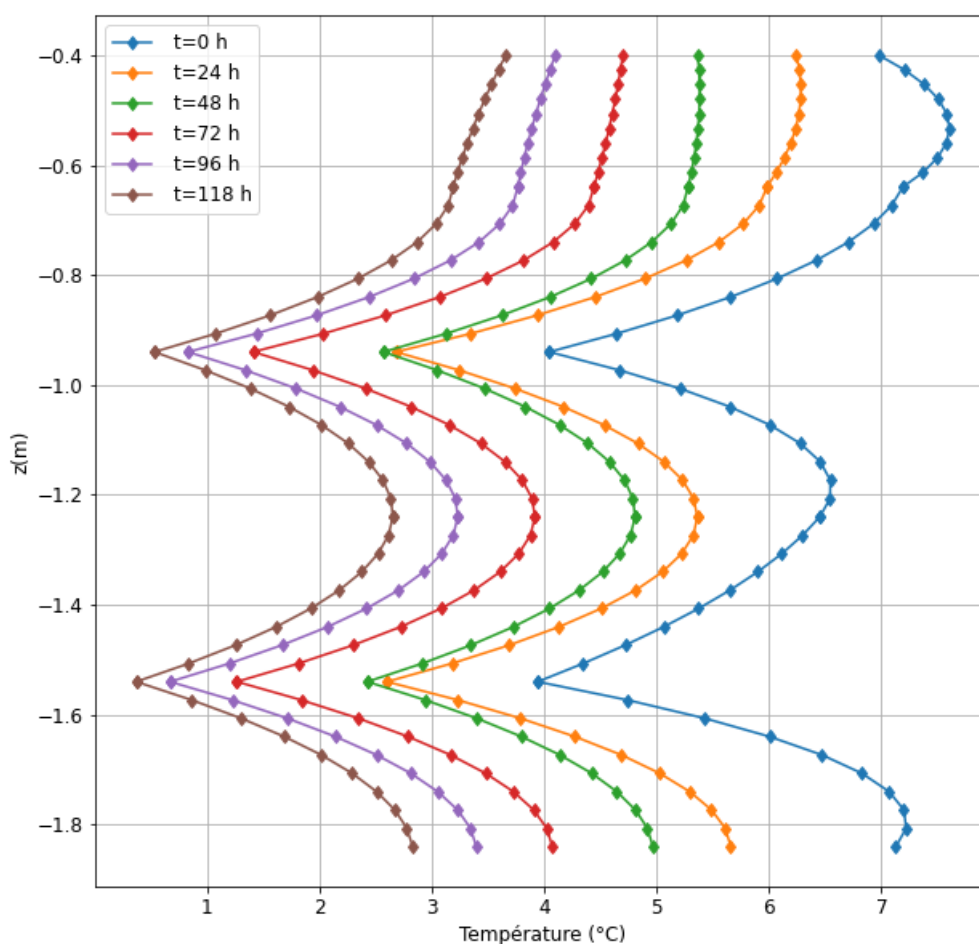


FIGURE 3.7 – Évolution de la température en fonction de la profondeur du stockage lors de la première expérimentation du 27 février au 03 mars 2023

Les extractions de chaleur de part et d'autre des échangeurs de chaleur en spirale (situés à $z = -0,94$ m et $z = -1,54$ m) apparaissent clairement sur la figure. La variation de la température du sable entre 2 instants dépend des besoins en chauffage du bâtiment. L'apport de chaleur à travers les surfaces inférieure et supérieure du stockage augmente au fur et à mesure que sa température diminue, comme le montrent les gradients de température entre les parties inférieure et supérieure du stockage.

Ces apports représentent une puissance de 20 W sur la face supérieure (impactant la performance du bâtiment) et de 40 W sur la face inférieure à la fin de l'essai. Une discontinuité dans le gradient thermique entre la première et la deuxième couche peut être observée à $z = -0.68$ m. Ceci est dû au fait que la première couche est du sable sec et que les couches inférieures sont du sable saturé. La variation de la température moyenne de stockage en fonction de la hauteur est de l'ordre de 3°C , ce qui est relativement faible. Elle est du même ordre de grandeur que l'écart de température observé au sein d'une même couche de sable. Ces faibles écarts valident la conception et le positionnement des échangeurs de chaleur hélicoïdaux dans le système de stockage thermique permettant à ce dernier de se comporter comme un système assez homogène en température. L'énergie sensible soustraite par la pompe à chaleur à l'UTES pendant cette période est d'environ

105 kWh pour une variation de température moyenne de $3,5^{\circ}\text{C}$. L'apport de chaleur provenant de l'environnement est d'environ 4 kWh, soit 3.8 %. Cela représente un gain de chaleur d'environ 33 W sur 120 heures. La densité énergétique de l'UTES en mode chaleur sensible est d'environ $0,93 \text{ kWh}/\text{K} \cdot \text{m}^3$. Dans le cas présent, cela représente une énergie stockée dans l'UTES pour une variation de température de 40°C entre le début de l'hiver et le début de la période de gel du stockage thermique d'environ 880 kWh, c'est-à-dire environ 45 % des besoins de chauffage d'une maison individuelle actuelle de 100 m^2 .

3.7.2 2ème essai : Évaluation du modèle en cas de décharge avec prise en glace partielle du stockage

Le deuxième essai a eu lieu un mois après le premier. La PAC a été remise en marche pendant 30 jours afin de faire prendre en glace le stockage. Le stockage a été laissé au repos pendant 4 semaines entre les deux premiers. La température du stockage est d'environ $1,5^{\circ}\text{C}$ au démarrage de l'essai. La puissance extraite du stockage par la pompe à chaleur en marche est d'environ $2,5 \text{ kW}$. La demande de chauffage, et donc l'extraction de chaleur, est élevée sur les deux premiers tiers de l'essai (entre $t = 0$ et $t = 520 \text{ h}$). Elle diminue sensiblement entre $t = 520 \text{ h}$ et $t = 710 \text{ h}$, puis reprend sur la fin la fin de l'essai (Figure 3.8)). Lorsque la pompe à chaleur fonctionne, la température du fluide caloporteur à la sortie du stockage est proche de 0°C , et d'environ -4°C à la sortie de la pompe à chaleur. Le gel du sable saturé stoppe la descente en température du stockage et par là-même la diminution des performances de la pompe à chaleur au cœur de l'hiver (3.9).

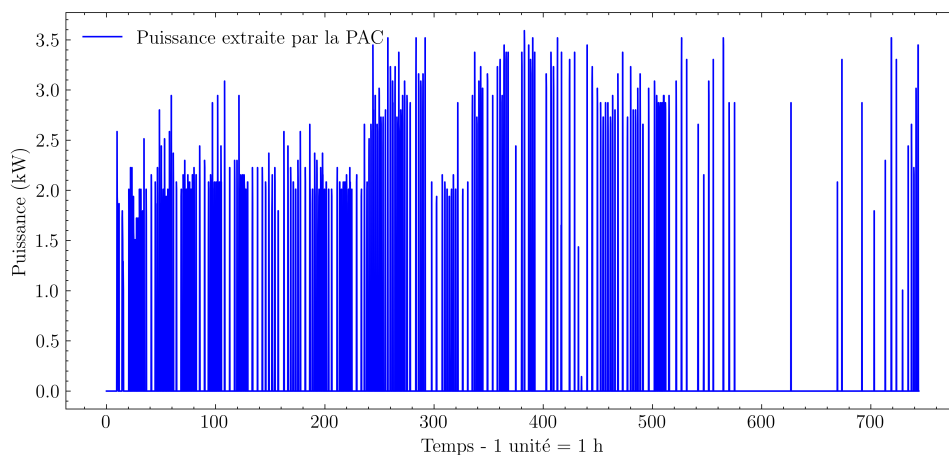


FIGURE 3.8 – Puissance extraite par la PAC lors de la seconde expérimentation du 5 avril au 5 mai 2023

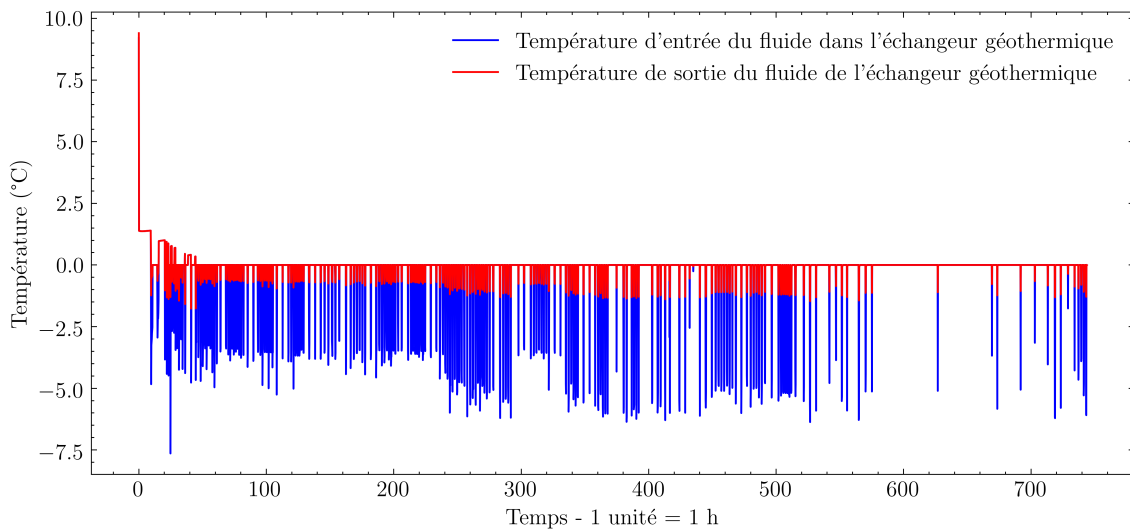


FIGURE 3.9 – Températures du fluide caloporteur en entrée et sortie des échangeurs géothermiques spirales lors de la seconde expérimentation du 5 avril 5 mai 2023

Les mesures expérimentales (Figure 3.10) montrent une diminution progressive des températures moyennes des couches au cours des 100 premières heures, suivie d'une stabilisation. Les températures à mi-hauteur des couches 1 et 5 sont supérieures à 0°C , comme prévu par le modèle. Il en va de même pour les mesures de température dans les couches 2, 3 et 4, qui sont proches de 0°C . Les figures ne montrent pas de rupture de surfusion caractérisée par une augmentation soudaine de la température jusqu'à 0°C . Il n'y a pas non plus d'indication d'une chute rapide de la température après une période de plateau, indiquant l'apparition du gel au niveau des prises de température. Ainsi, les écarts de température observés entre les mesures d'une même couche et proche de 1°C apparaissent imputables aux incertitudes de mesure mais ne semblent pas avoir de sens physique.

De la glace apparaît sur les tubes dès que la pompe à chaleur est mise en marche (Figure 3.12), mais fond rapidement lorsque la pompe à chaleur est arrêtée en raison de l'apport de chaleur du sable environnant pendant les premières heures. Après 40 heures de fonctionnement, la formation de glace devient permanente. La température moyenne du fluide caloporteur dans les tubes est négative lorsque la pompe à chaleur fonctionne et revient à zéro lorsque la pompe à chaleur s'arrête. Les températures de sable non gelées entre les deux échangeurs spirales reliés à la pompe à chaleur tombent à 0°C après environ 100 heures de fonctionnement, indiquant l'épuisement de l'énergie sensible dans ces régions. Les températures du sable dans les couches supérieures et inférieures sont soumises à l'effet de la pompe à chaleur et à l'apport de chaleur externe (Figure 3.11). L'augmentation de la conductivité thermique et la faible épaisseur de la couche de glace expliquent les profils de température quasi linéaires dans les couches glacées.

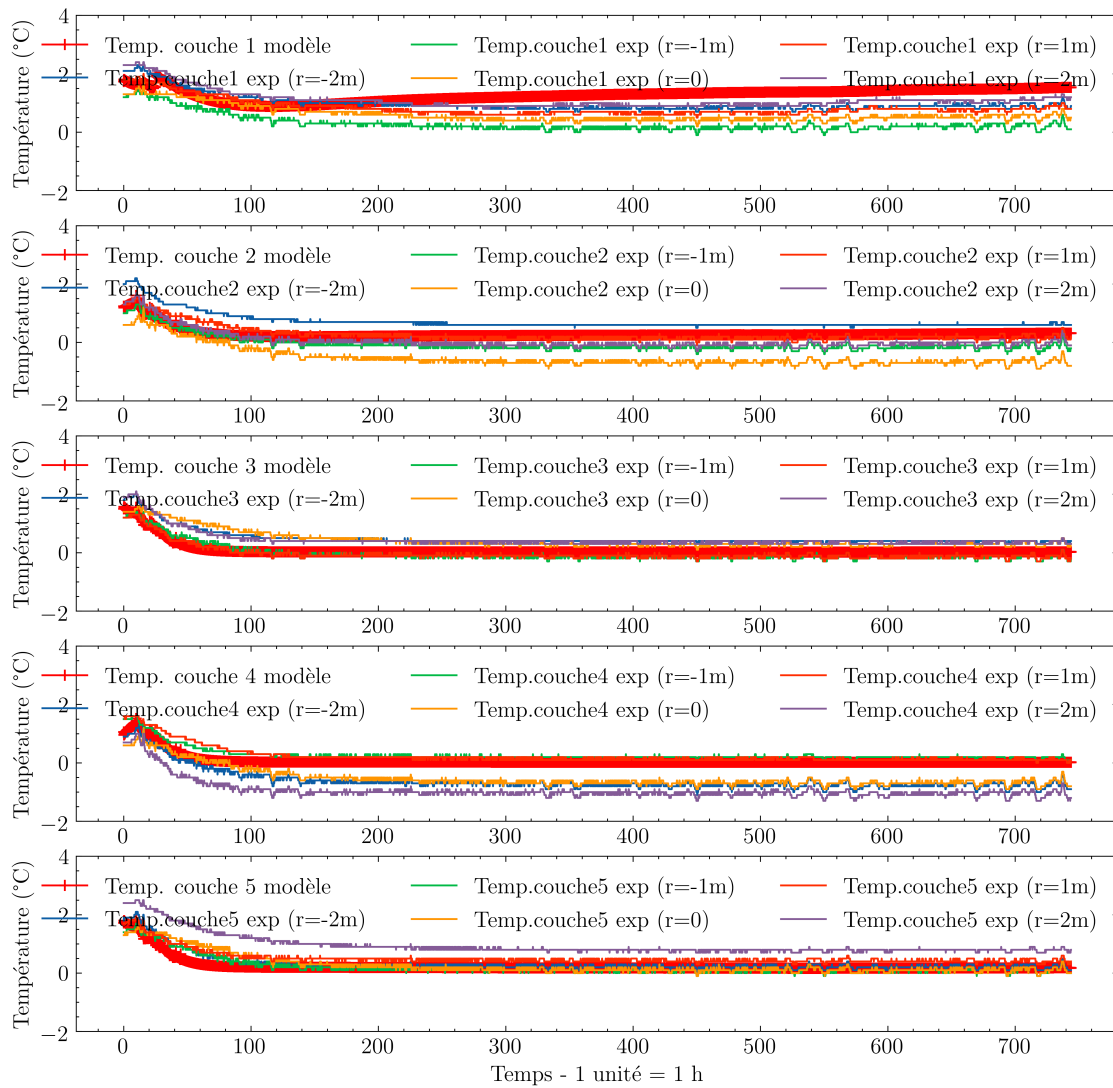


FIGURE 3.10 – Température du stockage lors de la seconde expérimentation du 5 avril 5 mai 2023

Les apports de chaleur dans la couche supérieure semblent être surestimés par le modèle. Ceci peut être dû à l'expansion de l'eau sous l'effet de la congélation, non prise en compte dans le modèle, qui affecte la capacité thermique de la couche. Dans la couche inférieure, le modèle semble sous-estimer l'apport de chaleur du sol, mais seulement dans une mesure raisonnable.

Le tableau 3.2 présente les écarts maximaux de température entre le modèle et la moyenne des mesures expérimentales. Les différences entre les valeurs expérimentales et simulées sont de l'ordre de $\pm 0,9$ °C, ce qui se situe dans la plage d'incertitude de mesure. Globalement, notre modèle prédit correctement l'évolution de la température du stockage couplé à la pompe à chaleur dans les deux phases (sensible et latente).

TABLEAU 3.2 – Erreurs absolues de simulation lors du 2ème essai

Couches	ΔT (°C)
Couche 1	0.9
Couche 2	0.6
Couche 3	0.6
Couche 4	0.6
Couche 5	0.8

La Figure 3.11 montre l'évolution de la température en fonction de la profondeur dans le stockage pendant les périodes de fonctionnement de la PAC. On peut voir que le prélèvement de la chaleur dans le stockage par la PAC fait baisser rapidement la température des couches aux premiers instants ($t = 24$ h et $t = 48$ h) et atteint 0°C aux points d'extraction de la chaleur (situés à $z = -0,94$ m et $z = -1,54$ m). La température devient faiblement négative sur les zones englacées (-0.4°C au niveau des tubes à $t = 360$ h).

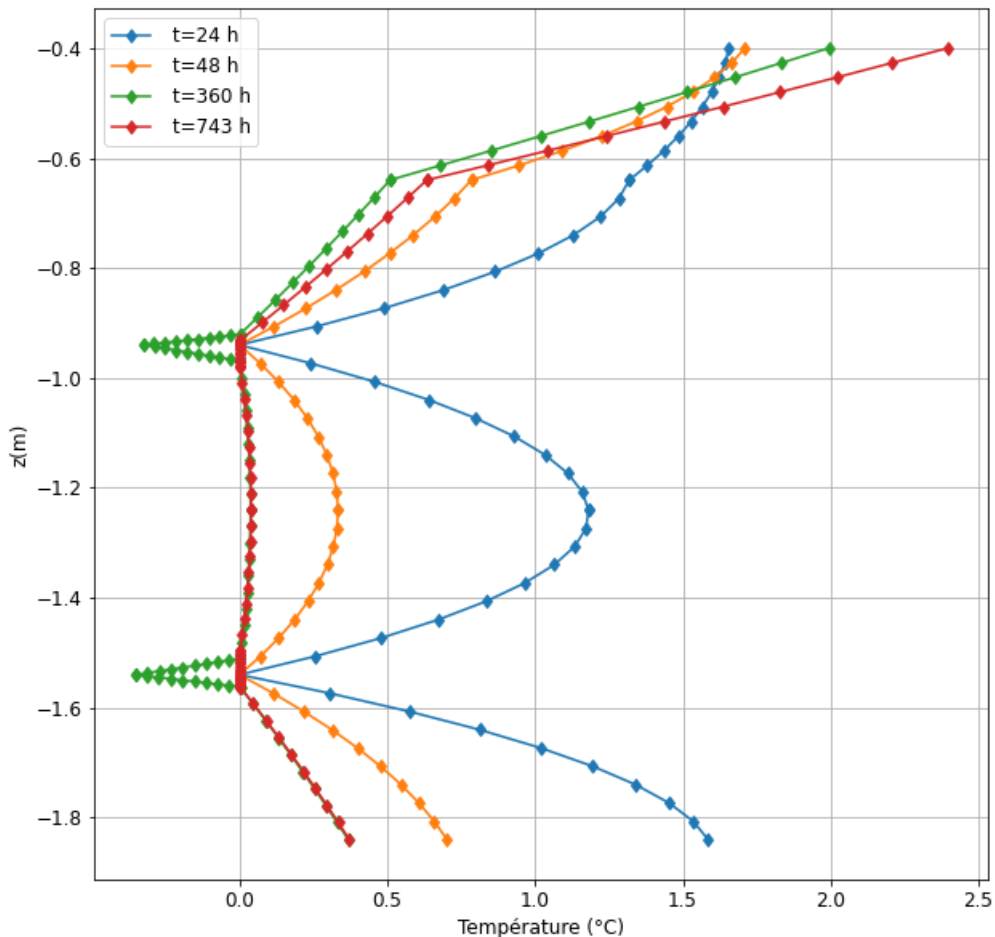


FIGURE 3.11 – Évolution de la température en fonction de la profondeur du stockage lors du 2ème essai

La Figure 3.12 montre l'évolution de l'épaisseur de la glace autour des échangeurs spiralés connectés à la pompe à chaleur. L'épaisseur de la glace formée augmente pendant les 3/4 de la durée de l'expérience ($0 < t < 560$ h) et atteint un total de 14 cm, soit

10% du volume total du stockage. La couche de glace supérieure est moins épaisse que la couche inférieure, en raison de l'apport de chaleur provenant de la partie supérieure. À partir de $t = 560$ h, la pompe à chaleur ne fonctionne presque plus (fin de la saison de chauffage), ce qui entraîne une diminution de l'épaisseur de la glace.

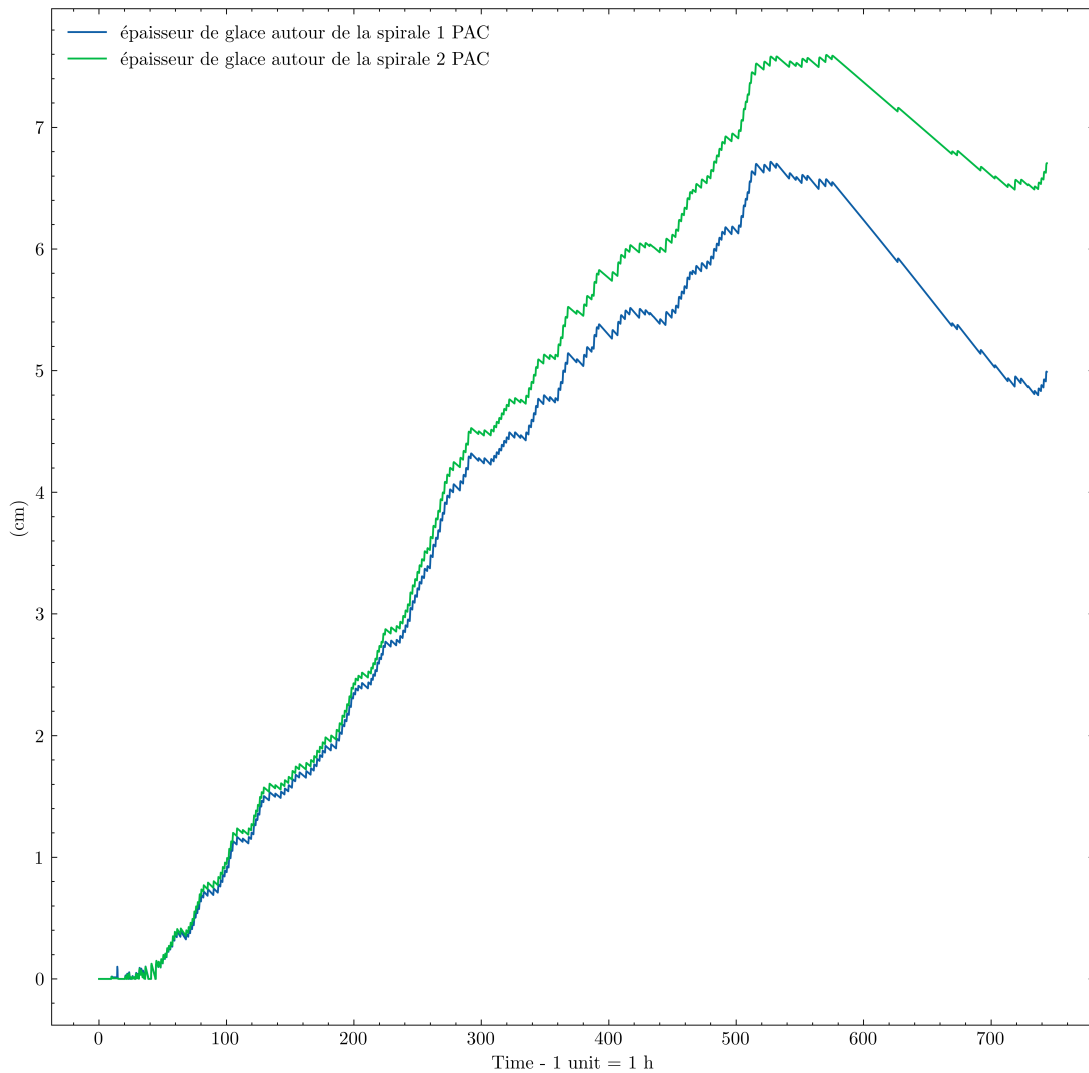


FIGURE 3.12 – Évolution de l'épaisseur de glace dans le stockage du 05 avril au 05 mai 2023

(simulations).

La Figure 3.13 montre le bilan d'énergie dans le stockage thermique lors de cette expérimentation. On voit sur cette figure l'évolution des différentes énergies cumulées que sont : l'énergie de la PAC (courbe orange), l'énergie sensible du stockage (courbe verte), l'énergie latente (courbe bleue) et les apports extérieurs (courbe rouge). On remarque que l'énergie extraite par la PAC dans le stockage croît au cours du temps et atteint un total de 187 kWh à la fin de l'expérience ($t = 744$ h). Cette énergie extraite par la PAC provient de la contribution de l'énergie latente, sensible et les apports extérieurs. On note que l'énergie latente due à la formation de la glace y contribue fortement et atteint un maximum de 93 kWh à $t = 527$ h. Ce qui représente près de 50% de l'énergie totale extraite par la PAC. Il faut aussi noter que les apports extérieurs constituent une part non

négligeable de l'énergie extraite par la PAC et représente près de 52% de l'énergie extraite par la PAC à la fin de l'expérimentation. Quant à la chaleur sensible elle chute rapidement lors de l'essai et est presque négligeable.

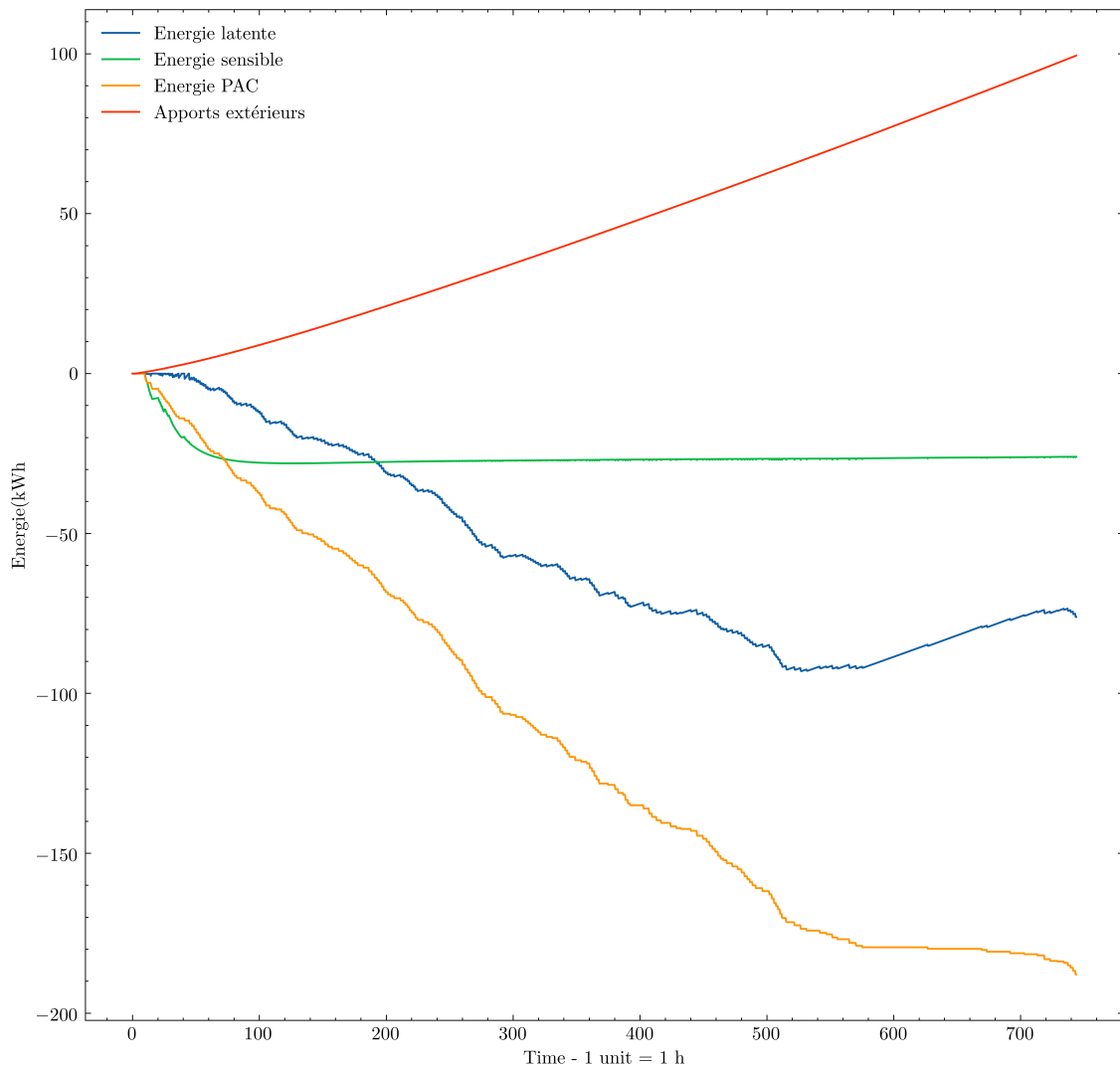


FIGURE 3.13 – Bilan d'énergie dans le stockage du 05 avril au 05 mai 2023

La densité énergétique de l'UTES en mode chaleur latente est d'environ $33 \text{ kWh}/\text{m}^3$. Dans le cas présent, cela représente une énergie stockée dans l'UTES pour 75 % de prise en glace d'environ 560 kWh , soit environ 30 % des besoins en chauffage d'une maison individuelle actuelle de 100 m^2 . L'apport de chaleur périphérique par le sol et l'habitat est d'environ 100 kWh. Cela représente un gain de chaleur de 134 W sur 744 heures. Il est de 4 fois plus élevé au cours de l'essai 2 que celui obtenu lors de l'essai 1 en raison de la différence de température entre le stockage et l'extérieur d'une part, et de la durée de l'essai d'autre part. Le gain de chaleur est du même ordre de grandeur que l'énergie fournie sous forme de chaleur latente. Si l'on double la taille de l'unité de stockage de chaleur tout en conservant les mêmes proportions géométriques, la surface de perte de chaleur sera multipliée par 4, tandis que le volume sera multiplié par 8. Le rapport entre la perte de chaleur et l'énergie stockée sera divisé par 2 pour la même épaisseur d'isolation.

L'utilisation de sable saturé en eau comme matériau de stockage thermique assure une très bonne assise à la base du bâtiment, lui permettant de supporter tout ou une partie des charges. Le gel partiel du stockage s'accompagne d'une migration de l'eau liquide résiduelle vers les parties sèches, empêchant les variations de volume de stockage, qui pourraient nuire au bâtiment.

3.7.3 3ème essai : Recharge du stockage

En octobre, nous avons procédé à la recharge du stockage avec le bain thermostaté. Dans le fonctionnement initial envisagé du démonstrateur, la recharge du stockage n'est pas censée avoir lieu dans cette période (automne) mais plutôt en été. Ce décalage s'explique par le retard qu'a engendré la fuite d'eau dans le capteur thermique routier durant l'été. Le bain thermostaté a été utilisé en recours pour mener à bien l'expérimentation. L'expérience a consisté à recharger le stockage avec le bain thermostaté tout en suivant la course du soleil dans la journée pour se rapprocher au mieux de la réalité. Ainsi, pendant une semaine (du 06 au 13 octobre 2023), le bain est mis en marche de 09h à 17h par jour pour la recharge du stockage. La puissance moyenne fournie au stockage est de 3 kW comme le montre la Figure 3.14. Le bain est mis à l'arrêt durant le week-end (18h < t < 81h) pour simuler les jours pluvieux ou nuageux (absence de soleil). La PAC est à l'arrêt durant toute cette expérience.

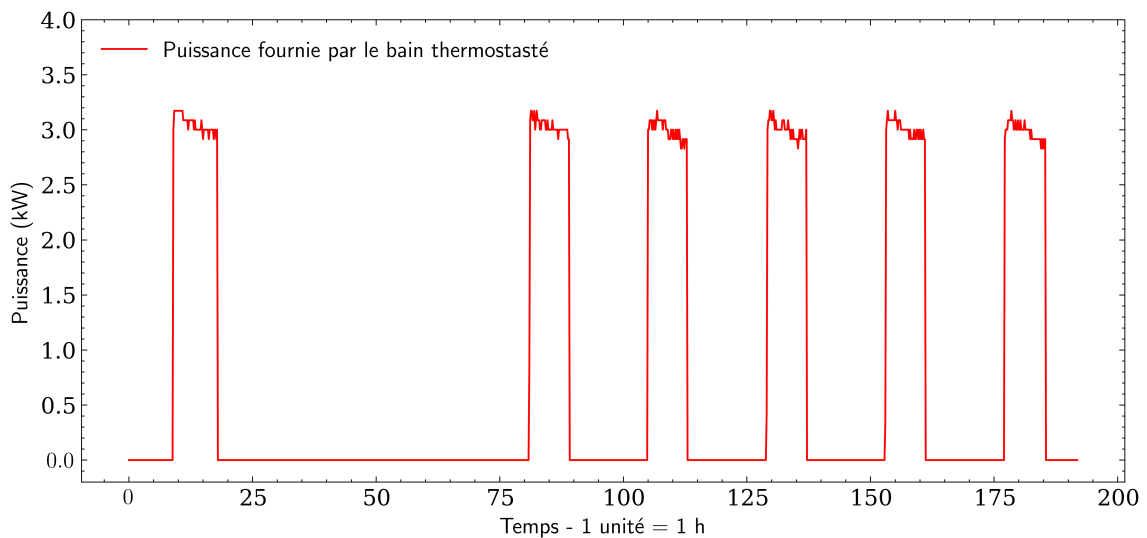


FIGURE 3.14 – Puissance fournie au stockage du 6 au 13 octobre 2023

La chaleur est fournie au stockage thermique par les échangeurs de chaleur spiralés situés entre les couches 1 et 2, et 3 et 4. La période de chauffage s'accompagne d'une augmentation progressive de la température de stockage de la chaleur. Lorsque le chauffage est arrêté, un plateau de température apparaît. La dynamique prédite par le modèle correspond bien aux résultats expérimentaux. La température au centre du stockage thermique est caractérisée par une dynamique différente de celle des autres mesures de température. Ceci est dû au fait que les échangeurs spiralés desservent moins bien un petit noyau

de sable au centre du stockage. Cette zone est donc caractérisée par un comportement thermique inertiel plus important que l'on retrouve également sur l'essai 1.

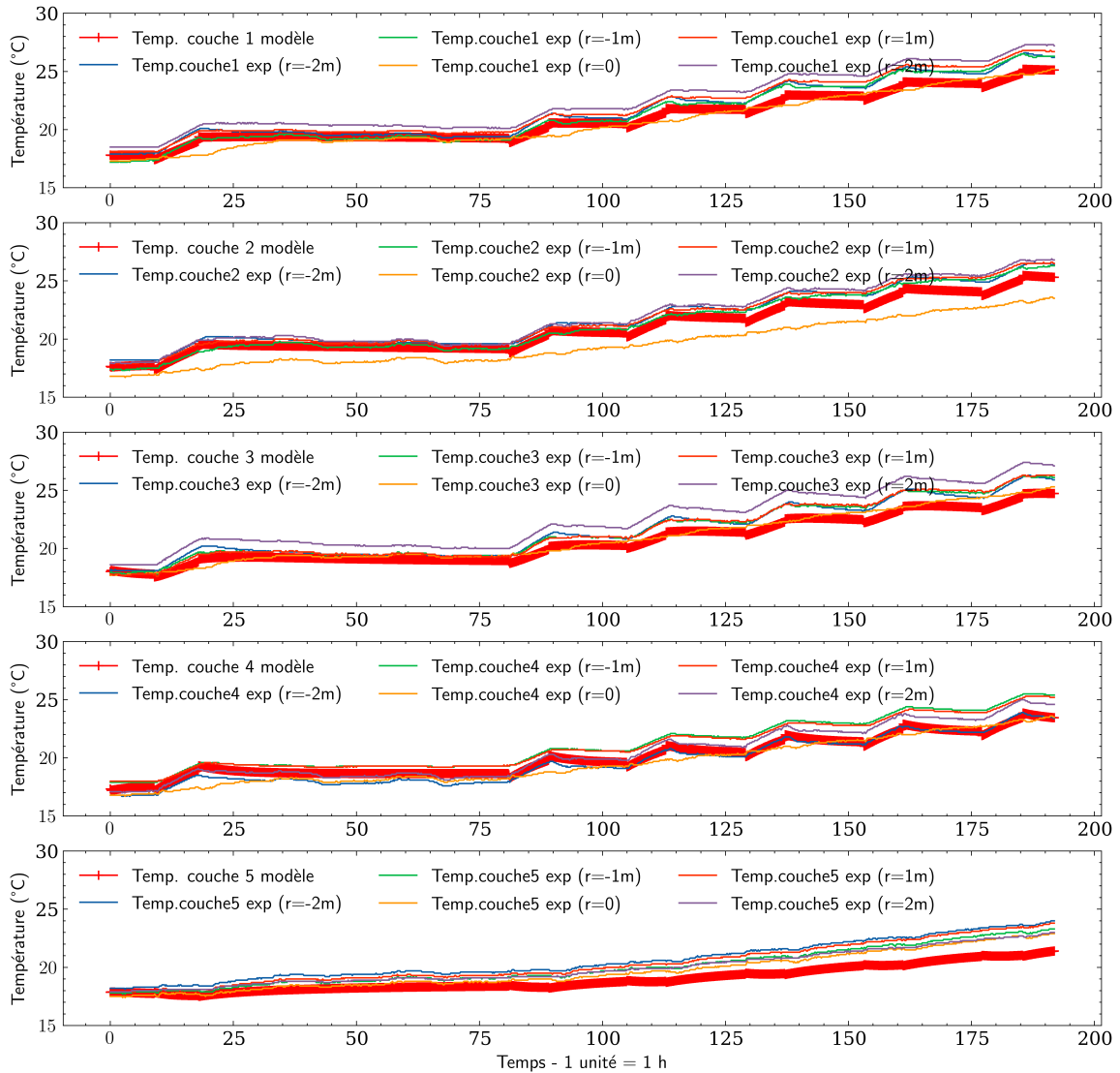


FIGURE 3.15 – Température du stockage du 06 au 13 octobre 2023

Sur cette Figure 3.15, on remarque que les températures simulées des couches concordent bien avec les valeurs expérimentales. Le tableau 3.3 présente les écarts de température entre le modèle et l'expérience.

TABLEAU 3.3 – Écarts entre le modèle et les températures moyennes expérimentales de simulation durant le 3ème essai

Couches	Erreur absolue (°C)
Couche 1	1.5
Couche 2	0.9
Couche 3	1.7
Couche 4	1.3
Couche 5	2.2

Ce tableau nous montre que la différence maximale entre les températures simulées (courbes rouges) et expérimentales est au niveau de la couche 5 et est de 2.2 °C. Cette valeur est au-dessus de la précision des thermocouples. Cela peut s'expliquer par le fait que nous sous-estimons les échanges de chaleur entre la couche 5 et le sol entourant le stockage à travers la condition de Dirichlet utilisée (équation 3.1). Dans le modèle, la température sous le stockage est supposée correspondre à celle du sol non perturbé correspondant à la même hauteur et prédite par l'équation 3. Cependant, le stockage perturbe la température du sol, et de petites différences dans la perte de chaleur peuvent avoir un impact sur le stockage sur de longues périodes. Ceci étant, le modèle simule globalement bien le comportement thermique du stockage. Durant les phases de recharge on constate une augmentation linéaire de la température des couches du stockage. Les couches les plus impactées par la recharge sont les couches 1, 2, 3 et 4 puisqu'elles sont reliées aux spirales de recharge. Leur température augmente d'environ 1,5°C par jour durant les phases de recharge. Il faut noter que le modèle simule bien le comportement du stockage lors de l'arrêt de la recharge durant les périodes pluvieuses ou nuageuses ($18h < t < 81h$).

La Figure 3.16 montre l'évolution de la température en fonction de la profondeur dans le stockage pendant les périodes de fonctionnement du bain thermostaté.

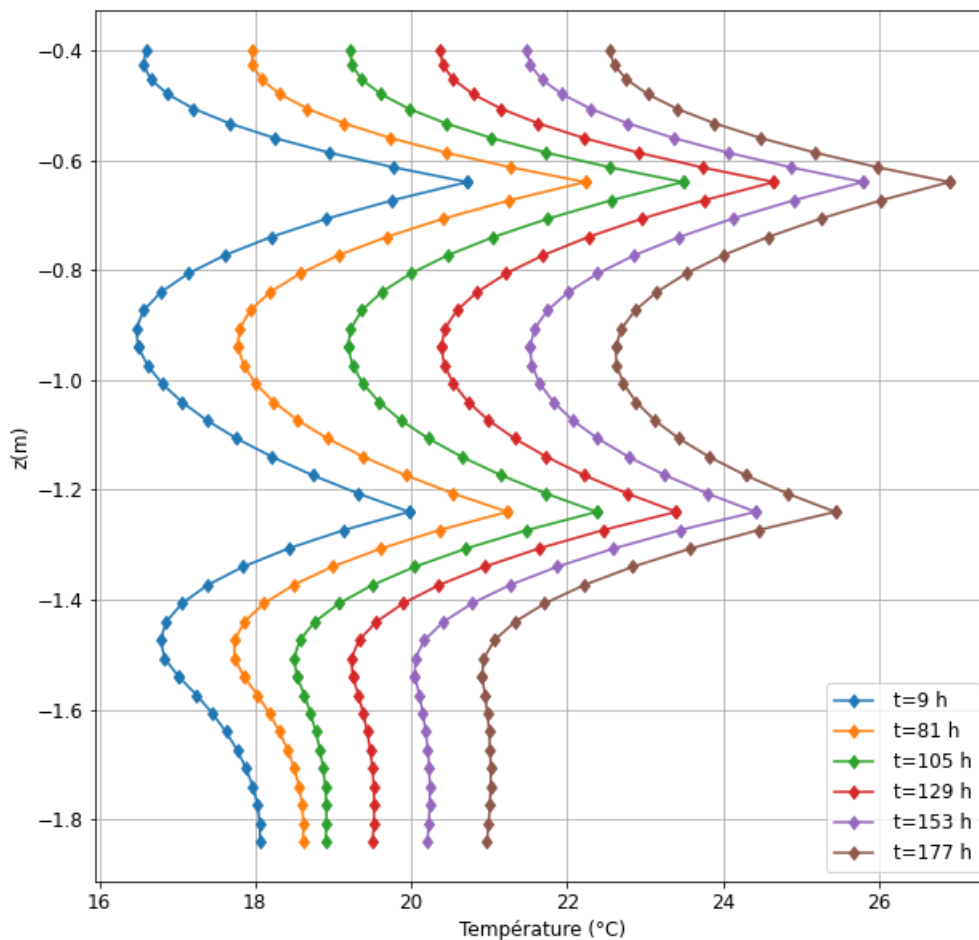


FIGURE 3.16 – Évolution de la température en fonction de la profondeur du stockage lors du 3ème essai

Sur cette Figure 3.16, on voit clairement l'injection de la chaleur au niveau des tuyauteries de recharge situés à $z = -0.64$ m et $z = -1.24$ m. Les écarts maximum de température estimés par le modèle sont de l'ordre de 5°C dans le stockage en phase de recharge ce qui montre la bonne diffusion de la chaleur au sein des strates de sable. A la fin du test, les pertes de chaleur avec le sol et le bâtiment sont respectivement d'environ 73 W et 23 W, pour un total de 96 W. A la fin de l'été, elles seraient d'environ 250 W pour une température de stockage de 40°C et une température du sol de 15°C . Le temps de décharge caractéristique du stockage de chaleur est $t = M.C_p.e_{iso}/\lambda_{iso} = 2,7$ mois. Cela signifie que le stockage thermique chauffé à 40° à la fin du mois d'août perdra 63% de son énergie interne, soit environ 15°C , entre le début du mois de septembre et la mi-novembre s'il n'est pas rechargé ou déchargé pendant cette période. En augmentant les dimensions caractéristiques du stockage et l'épaisseur de l'isolation, les pertes thermiques relatives du stockage thermique peuvent être réduites. En doublant les dimensions du stockage (c'est-à-dire en multipliant son volume par 8) et l'épaisseur de l'isolation, il est possible de réduire les pertes thermiques relatives d'un facteur 4. Ce type de stockage est beaucoup plus adapté aux petits immeubles d'habitation qu'aux maisons individuelles. En pratique, le stockage thermique est utilisé tout au long de l'année pour produire de l'eau chaude sanitaire, ce qui correspond à environ 50 % de la demande d'énergie pour les nouveaux bâtiments. Le bâtiment est chauffé entre octobre et avril. Le stockage est également rechargé dès que les conditions le permettent (lorsque la température de la route est supérieure d'environ 5°C à la température du stockage). Un système de stockage thermique couplé à un échangeur thermique d'asphalte ne doit donc pas être dimensionné pour couvrir tous les besoins tout au long de l'année, mais seulement ceux pour lesquels la recharge thermique n'est pas possible au cœur de l'hiver.

3.8 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons développé un modèle 1D de transfert de chaleur dans le stockage thermique souterrain utilisé dans le démonstrateur. Nous avons supposé que la température peut être approximée par un polynôme du second degré en fonction de la profondeur dans chaque couche du stockage (ou sous-couche solide et liquide le cas échéant). Cette hypothèse nous a permis de modéliser le plus simplement possible les transferts de chaleur par conduction dans le stockage. Elle nous a également permis de résoudre le problème de Stefan lors du changement de phase dans le stockage. Grâce aux différentes expérimentations réalisées pour des cas de décharge sensible, de décharge avec prise en glace partielle du stockage et de recharge du stockage, nous avons pu comparer les résultats de simulation du modèle 1D avec les mesures expérimentales. On a noté que les valeurs simulées concordent bien avec les valeurs expérimentales lorsque l'on prend en compte les incertitudes des capteurs de température. Nous avons pu relever un écart supérieur aux autres pour la dernière couche de stockage en cas de recharge, pour lequel

nous avançons l'hypothèse d'une condition de bord de type Dirichlet qui mériterait d'être étudiée plus en profondeur. Le modèle est donc considéré comme étant validé. Dans le chapitre suivant, nous allons coupler ce modèle avec le reste du système afin d'effectuer des simulations thermiques dynamiques du système sur des périodes saisonnières voire annuelles.

4

Simulations et Performances annuelles du système Route-Stockage-Bâtiment

4.1	Introduction	85
4.2	Modélisation thermique du bâtiment	85
4.2.1	Présentation des différents modèles de bâtiments	85
4.2.2	Modélisation RC du bâtiment	86
4.2.3	Estimation du besoin en ECS de l’habitat	87
4.2.4	Simulation annuelle du besoin du bâtiment	88
4.3	Modélisation de la Pompe à Chaleur	90
4.4	Modélisation 1D de l’échangeur thermique routier	93
4.4.1	Description du modèle	93
4.4.2	Validation du modèle 1D de l’échangeur thermique	95
4.5	Modélisation de l’échangeur intermédiaire	97
4.6	Simulation annuelle du système Route-Stockage-Bâtiment	98
4.6.1	Application du système au cas d’une maison individuelle	98
4.6.2	Application du système au cas du petit collectif	103
4.7	Influence de divers paramètres sur les performances du système	106
4.7.1	Influence de la surface du capteur thermique routier	106
4.7.2	Influence du volume du stockage	109
4.7.3	Influence du site d’implantation du système	112

4.8	Conclusion	115
A.1	Fiche technique de la PAC Geolia	128
A.2	Fiche technique de la pompe de relevage IWAKI	129
A.3	Fiche technique du circulateur GRUNDFOS ALPHA2	130
A.4	Fiche technique du circulateur GRUNDFOS MAGNA1	131
A.5	Fiche technique du ventilo-convecteur	132
A.6	Fiche technique du bain thermostatique	133

4.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous poursuivons deux grands objectifs. Tout d'abord, développer un modèle global du système Route-Stockage-Bâtiment intégrant un modèle d'échangeur thermique routier basé sur les résultats des études antérieures menées au CEREMA, le modèle de stockage thermique présenté dans le chapitre précédent ainsi qu'un modèle thermique simplifié de bâtiment. Nous commencerons par proposer un modèle thermique de bâtiment permettant d'estimer les besoins en chauffage et eau chaude sanitaire (ECS) en fonction des conditions extérieures et des occupants. Nous couvrirons ces besoins à l'aide d'une pompe à chaleur couplée au stockage thermique. Le modèle décrivant la production de chaleur par l'échangeur thermique routier et son couplage au stockage sera ensuite explicité.

Dans un second temps, une étude paramétrique permettra d'évaluer l'influence de certains paramètres sur les performances globales du système en vue d'initier une première étude d'optimisation et de formuler des recommandations de dimensionnement.

4.2 Modélisation thermique du bâtiment

4.2.1 Présentation des différents modèles de bâtiments

La modélisation thermique du bâtiment est une étape essentielle pour évaluer les besoins énergétiques pour le dimensionnement du système [81]. Il existe plus de 100 logiciels et outils de modélisation thermique des bâtiments, chacun ayant ses propres domaines d'application. Ces modèles sont généralement classés en trois catégories : boîte blanche, boîte noire et boîte grise [81, 82]. Voici un résumé de chaque type :

- **Modèle boîte blanche** : Il repose sur les lois physiques (conservation de l'énergie, de la masse et de la quantité de mouvement) pour décrire les différents composants du bâtiment tels que son enveloppe, les occupants, les horaires, ainsi que les systèmes et paramètres de chauffage, de ventilation et de climatisation. Les résultats de ces simulations sont généralement précis, mais ces modèles demandent beaucoup de temps de calcul. Quelques logiciels de premier plan intègrent des modèles de boîte blanche, notamment EnergyPlus et TRNSYS.
- **Modèle boîte noire** : Ce sont des modèles empiriques construits sur la base de mesures et de relations entre les entrées et les sorties. Ils nécessitent des mesures sur une longue période pour s'entraîner et être capables de prédire le comportement du bâtiment dans différentes conditions. Ces modèles exigent des données de très bonne qualité, les données manquantes, erronées ou biaisées affectant la qualité des prédictions.
- **Modèle boîte grise** : Il combine les caractéristiques des modèles boîte blanche et boîte noire. Les modèles en boîte grise sont parfois appelés modèles de commande

réduite ou modèles simplifiés. Ils sont plus interprétables que les modèles boîte noire, plus efficaces sur le plan informatique que les modèles boîte blanche, et plus simples à utiliser. Le modèle de boîte grise le plus courant est le modèle Résistance-Capacité (RC). Ce type de modèle a été choisi pour notre étude.

4.2.2 Modélisation RC du bâtiment

Il existe de très nombreux modèles thermiques de bâtiments basés sur des résistances et capacités thermiques équivalentes. Le choix de son architecture doit répondre aux besoins de l'étude et des données disponibles pour calibrer le modèle. La description fine du comportement thermique et énergétique d'un bâtiment au moyen d'un circuit électrique équivalent représentant des transferts au sein du bâtiment et entre le bâtiment et l'extérieur nécessite de pouvoir estimer les différentes résistances et capacités thermiques du modèle à l'aide de mesures ou de simulations numériques adaptées au cas d'étude. Dans le cas de notre étude, le modèle doit être capable de pouvoir prédire les besoins énergétiques de bâtiments de tailles et de dimensions variées, et implanté sous des climats différents. L'objectif du modèle simplifié n'est pas alors de reproduire de manière fidèle le comportement d'un bâtiment spécifique, mais de pouvoir étudier dans quelle mesure le système étudié permet de subvenir aux besoins de bâtiments représentatifs de constructions actuelles.

Le choix de l'architecture du modèle s'est porté sur un modèle R3C comme décrit sur la Figure 4.1.

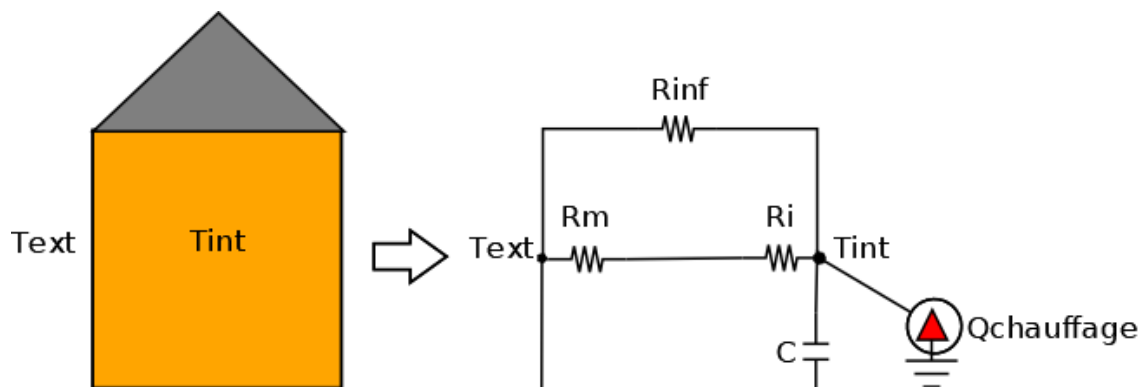


FIGURE 4.1 – Equivalent R3C du bâtiment

Le modèle met en œuvre trois résistances thermiques :

- la résistance R_m de l'enveloppe du bâtiment intégrant les différents matériaux mis en œuvre dans les parois (isolants, mur, ...) et les différentes natures de paroi présentes dans l'enveloppe.

$$R_m = \left[\sum \frac{1}{\sum_i \frac{e_i}{\lambda_i} S} \right]^{-1} \quad (4.1)$$

- la résistance superficielle intérieure R_i qui rend compte des échanges de chaleur

entre l'air intérieur et la paroi des murs du bâtiment.

$$R_i = \frac{1}{h_i S_i} \quad (4.2)$$

avec h_i le coefficient d'échange thermique intérieur ($W/m^2.K$) et S_i la surface intérieure de l'enveloppe (m^2).

- la résistance d'infiltration R_{inf} due au renouvellement d'air.

$$R_{inf} = \frac{1}{\rho_{air} C_{p_{air}} m_{inf} V} \quad (4.3)$$

Avec ρ_{air} la masse volumique de l'air ($kg \cdot m^{-3}$); $C_{p_{air}}$ la capacité thermique massique de l'air ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$); m_{inf} le débit d'infiltration d'air volumique (s^{-1}) et V le volume intérieur du bâtiment (m^3).

Le comportement thermique et énergétique du bâtiment est alors décrit par l'équation 4.4.

$$C \frac{dT_{int}}{dt} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{R_m + R_i} + \frac{T_{int} - T_{ext}}{R_{inf}} - Q_{chauffage} \quad (4.4)$$

A des fins de simplifications, la température intérieure du bâtiment sera maintenue constante et égale à $T_{int} = T_{consigne} = 19 \text{ }^\circ C$. La puissance de chauffage nécessaire à fournir au bâtiment est donnée par l'équation 4.5.

$$Q_{chauffage} = (T_{consigne} - T_{ext}) * \left(\frac{1}{R_m + R_i} + \frac{1}{R_{inf}} \right) \quad (4.5)$$

Ce modèle simplifié ne prend pas en compte la part d'inertie contenue dans les murs des bâtiments et soumise aux variations de la température externe. Il ne prend pas non plus en compte les apports solaires. Ces grandeurs étant très variables d'un type de construction à l'autre, nous avons privilégié le développement d'un modèle simple et robuste plutôt qu'un modèle plus complet mais plus sensible aux typologies de bâtiments. La valeur de la résistance des parois est ajustée de manière à pouvoir satisfaire la réglementation d'un bâtiment standard en termes de consommation annuelle. Le renouvellement d'air est fixé à 1 volume heure.

4.2.3 Estimation du besoin en ECS de l'habitat

L'ECS constitue la seconde source de chaleur à satisfaire dans le bâtiment. D'après l'ADEME [83], les besoins journaliers moyens par personne sur une année sont de 56 ± 23 litres à $40 \text{ }^\circ C$ soit 30 ± 12 litres à $60 \text{ }^\circ C$. La puissance instantanée de production de l'ECS est donnée par l'équation 4.6.

$$Q_{ECS} = \frac{\rho_{eau} \cdot C_{p_{eau}} \cdot N_{pers} \cdot V \cdot (T_{ECS} - T_{reseau})}{24 * 3600} \quad (4.6)$$

Avec :

Q_{ECS} (W) : le besoin instantané en ECS ;

V (l) : la consommation d'eau moyenne journalière pour une personne seule ;

N_{pers} : le nombre d'occupants du bâtiment ;

ρ_{eau} ($kg \cdot l^{-1}$) : la masse volumique de l'eau ;

Cp_{eau} ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$) : la capacité thermique massique de l'eau ;

T_{ECS} (°C) : la température de l'eau chaude sanitaire (° C). ;

T_{reseau} (°C) : la température de l'eau du réseau que l'on choisit de modéliser comme une fonction sinusoïdale de période annuelle.

Le besoin total de puissance du bâtiment est donc la somme du besoin de chauffage et d'ECS.

$$Q_{bat} = Q_{chauffage} + Q_{ECS} \quad (4.7)$$

4.2.4 Simulation annuelle du besoin du bâtiment

Le cas de référence étudié correspond à une maison individuelle de 120m² implantée à côté de l'avenue du Lac Léman sur le site du Bourget du lac. Il est simulé au moyen d'une petite construction bois de 20m². Les murs actuels sont constitués de lattes de bois d'épaisseur 4cm. Un pare-pluie, un isolant en laine de bois et un pare-vapeur viendront prochainement compléter l'enveloppe. Le toit est isolé au moyen de plaque de polystyrène de 5cm d'épaisseur (voir annexe B).

Pour simuler les besoins de chaleur du bâtiment, nous avons utilisé les données météorologiques du Bourget-du-Lac extraites du site européen Pvgis (https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/fr/). La distribution de température d'une année type sur le Bourget du Lac est donnée sur la Figure 4.2. Les besoins d'ECS ont été simulés pour une famille de 4 personnes. La saison de chauffage commence le 1er octobre et se termine le 30 avril. Le besoin annuel de chauffage et d'ECS est présenté sur la Figure 4.3.

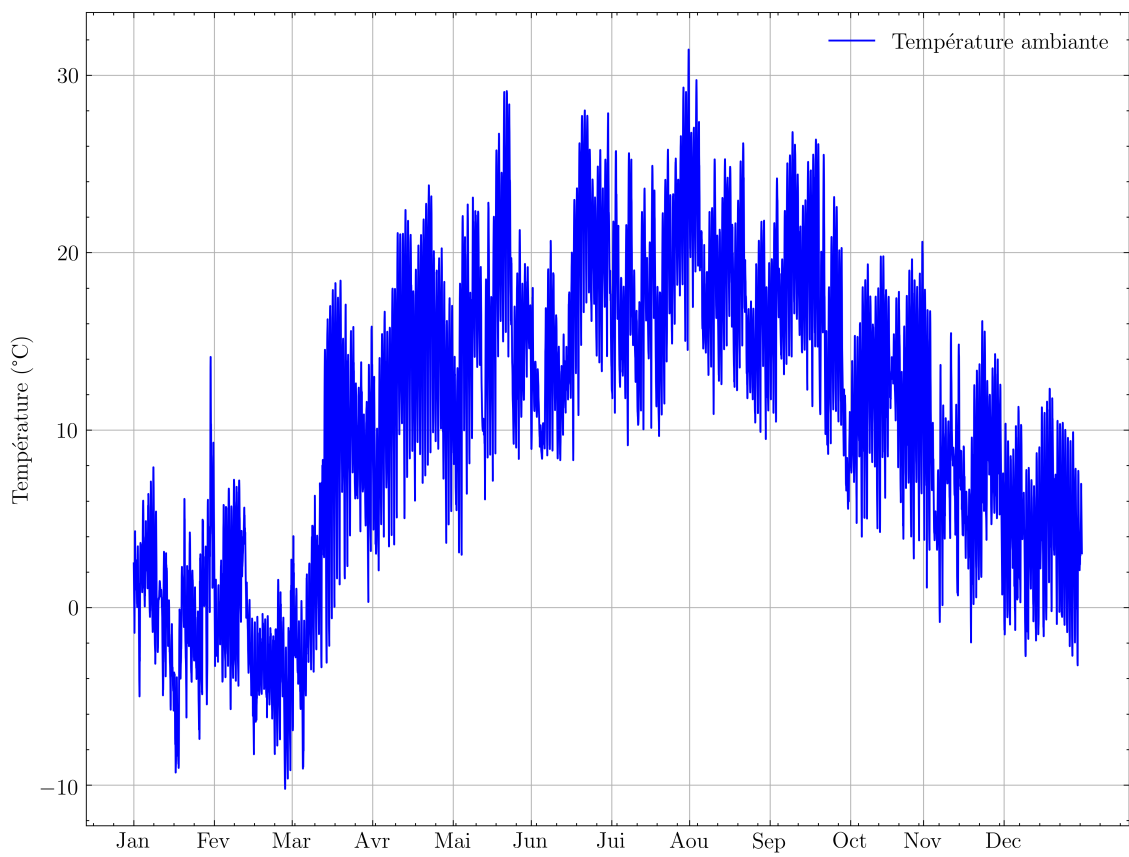


FIGURE 4.2 – Température extérieure au Bourget-du-Lac sur une année type

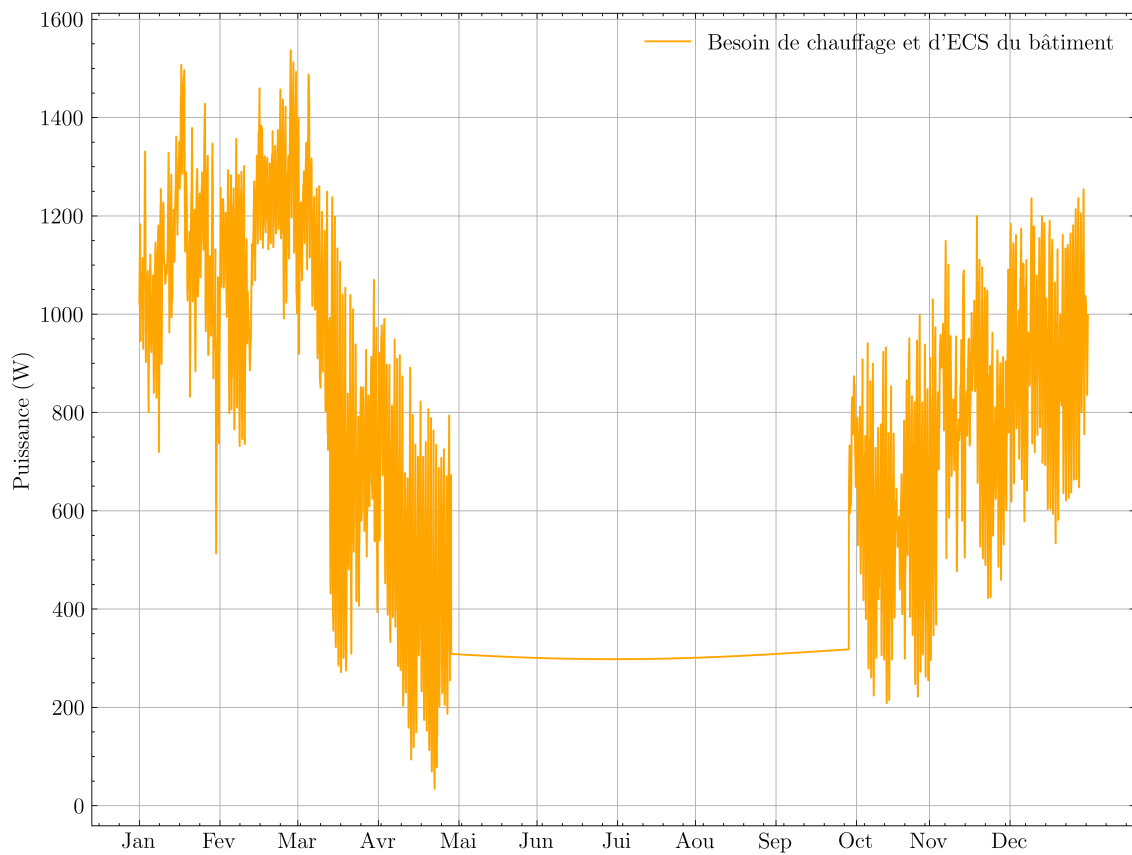


FIGURE 4.3 – Besoin de chauffage et de d'ECS du bâtiment

L'intégration de ces besoins sur une année nous donne une consommation annuelle de 5463 kWh/an . Ce besoin de chaleur du bâtiment BBC de 120m^2 est assuré par la PAC.

4.3 Modélisation de la Pompe à Chaleur

La Pompe à Chaleur (PAC) transfère une quantité de chaleur Q_{geo} d'une source froide (le stockage thermique) à une source chaude, (le bâtiment), en fournissant un travail W via un compresseur comme le montre la Figure 4.4.

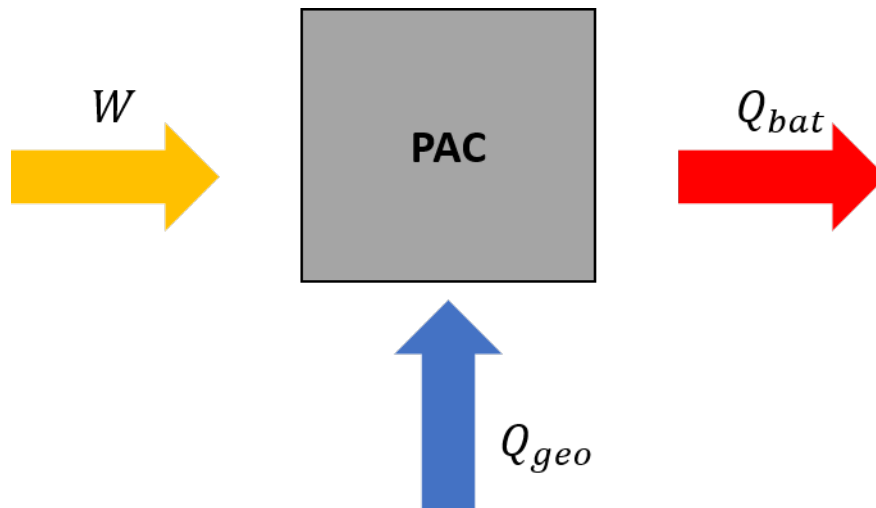


FIGURE 4.4 – Schéma de fonctionnement de la PAC

La puissance fournie au bâtiment est donc la somme de la puissance géothermique extraite par la PAC et du travail fourni au compresseur (4.8).

$$Q_{bat} = W + Q_{geo} \quad (4.8)$$

Ne disposant pas de données sur le rendement du moteur électrique couplé au compresseur ni des pertes thermiques entre le compresseur et l'extérieur, nous supposons que l'intégralité de la puissance électrique fournie au compresseur est transmise au fluide au niveau de ce composant (4.9).

$$Q_{bat} = P_{elec} + Q_{geo} \quad (4.9)$$

La PAC est caractérisée par son Coefficient de Performance (COP), qui représente le rapport de la quantité de chaleur fournie au bâtiment par la puissance électrique consommée, formulé par l'équation 4.10.

$$COP = \frac{Q_{bat}}{P_{elec}} \quad (4.10)$$

En combinant les équations 4.9 et 4.10, on obtient une relation (4.11) reliant la puissance géothermique extraite du stockage et le besoin du bâtiment.

$$Q_{geo} = \frac{COP - 1}{COP} \cdot Q_{bat} \quad (4.11)$$

La puissance géothermique Q_{geo} extraite du stockage grâce à la circulation du fluide caloporteur (eau glycolée) dans les échangeurs géothermiques est donnée par l'équation 4.12.

$$Q_{geo} = \dot{m}_{pac} C_{p_{pac}} (T_{inj_pac} - T_{sor_pac}) \quad (4.12)$$

Connaissant la température du fluide caloporteur issue du stockage et entrant dans la pompe à chaleur, il est alors possible de calculer la température de départ T_{sor_pac} de la PAC vers le stockage à partir des besoins du bâtiment et de la performance de la pompe à chaleur (4.13).

$$T_{sor_pac} = T_{inj_pac} - \frac{COP-1}{COP} \cdot \frac{Q_{bat}}{\dot{m}_{pac} C_{p_{pac}}} \quad (4.13)$$

Quant à la température de retour du fluide caloporteur T_{inj_pac} vers la PAC, elle est déterminée par l'équation 4.14 établie au chapitre 3.

$$T_{inj_pac} = \frac{T_{inter} + (\dot{m}_{pac} C_{p_{pac}} Rth_{pac} - \frac{1}{2}) \cdot T_{sor_pac}}{(\dot{m}_{pac} C_{p_{pac}} Rth_{pac} + \frac{1}{2})} \quad (4.14)$$

avec T_{inter} la température de l'interface des couches de sable du stockage déterminée par les équations 3.17 et 3.18.

Le COP de la PAC varie au cours du temps en fonction des conditions de fonctionnement. Ce COP ne peut pas dépasser la valeur prédite par Carnot en présence d'une machine idéale (4.15).

$$COP_{carnot} = \frac{T_c}{T_c - T_f} \quad (4.15)$$

avec :

- T_c la température de la source chaude (K) égale à la température de départ T_{inj_bal} de la PAC vers le ballon tampon.
- T_f la température de la source froide (K) égale à la température de retour du stockage T_{inj_pac} vers la PAC.

Les données du constructeur relatives aux performances de la pompe à chaleur obtenues pour un nombre de conditions de fonctionnement limitées et en régime de fonctionnement stationnaire ne permettent pas de prédire avec fiabilité performance de la pompe à chaleur en condition réelle. Pour remédier à cela, une corrélation est établie entre le COP électrique réel de la PAC mesuré expérimentalement et la performance idéale de la pompe à chaleur décrite par le COP de Carnot. La corrélation a été établie sur l'ensemble des données de mesure disponibles et représentatives d'une large gamme de points de fonctionnement. La Figure 4.5 montre l'évolution du COP réel de la PAC en fonction du COP de Carnot.

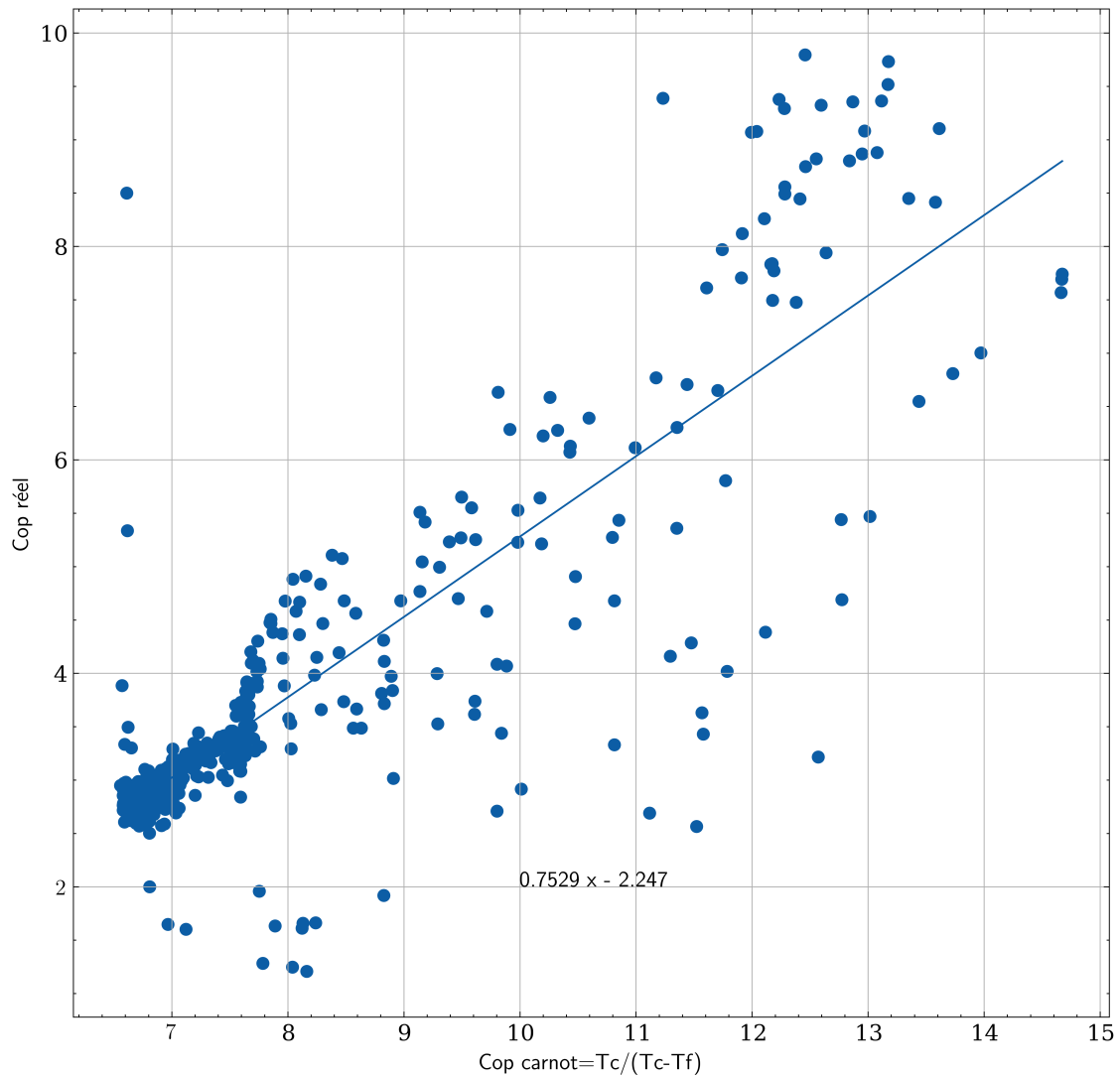


FIGURE 4.5 – COP réel de la PAC ATLANTIC GEOLIA 5 en fonction du COP Carnot

La performance de la pompe à chaleur peut être estimée à l'aide du COP de Carnot au travers d'une régression linéaire qui s'accorde bien avec les points de fonctionnement stationnaire et s'accorde en moyenne avec les performances de la machine en régime de fonctionnement instationnaire (Figure 4.5). L'équation 4.16 donne la fonction affine traduisant cette évolution.

$$COP = 0.7529 \cdot \left(\frac{T_c}{T_c - T_f} \right) - 2.247 \quad (4.16)$$

Lors des simulations annuelles, le fonctionnement du ballon tampon ne sera pas modélisé. La température de consigne de chauffage du ballon tampon sera fixée à 45°C. L'expression du COP de la PAC mise en œuvre dans le modèle est donnée par l'équation 4.17.

$$COP = 0.7529 \cdot \left(\frac{318.15}{318.15 - T_{inj_pac}} \right) - 2.247 \quad (4.17)$$

Cette relation met en évidence l'importance de réduire l'écart de température entre la

source chaude et la source froide pour améliorer le COP de la PAC et réduire sa consommation électrique. Ainsi, la recharge du stockage via l'échangeur thermique routier joue un rôle de premier ordre dans la performance du système.

4.4 Modélisation 1D de l'échangeur thermique routier

4.4.1 Description du modèle

Un premier modèle 2D du capteur routier a été établi et validé par Asfour S. [27, 26]. Ce modèle résolu avec la méthode des différences finies présente des temps de calculs élevés incompatibles avec des simulations annuelles du système complet. Un modèle 1D du capteur routier a été développé afin de réduire le temps d'exécution du programme [84]. Sa validation sera faite en comparaison aux résultats du modèle 2D de S. Asfour. Cette partie est dédiée à la description du modèle. L'échangeur thermique routier est composé de 4 couches (Figure 4.6) :

- une couche de surface de Béton Bitumineux Semi Grenu (BBSG) étanche de température T_s et d'une épaisseur h_s ;
- une couche poreuse de Béton Bitumineux Drainant (BBDr) de température T_d et d'une épaisseur h_d ;
- une première couche de base en Béton Bitumineux à Module Elevé (BBME) étanche de température T_{b1} et d'une épaisseur h_{b1} ;
- une deuxième couche de base qu'est le sous-sol de température T_{b2} et d'une épaisseur h_{b2} .

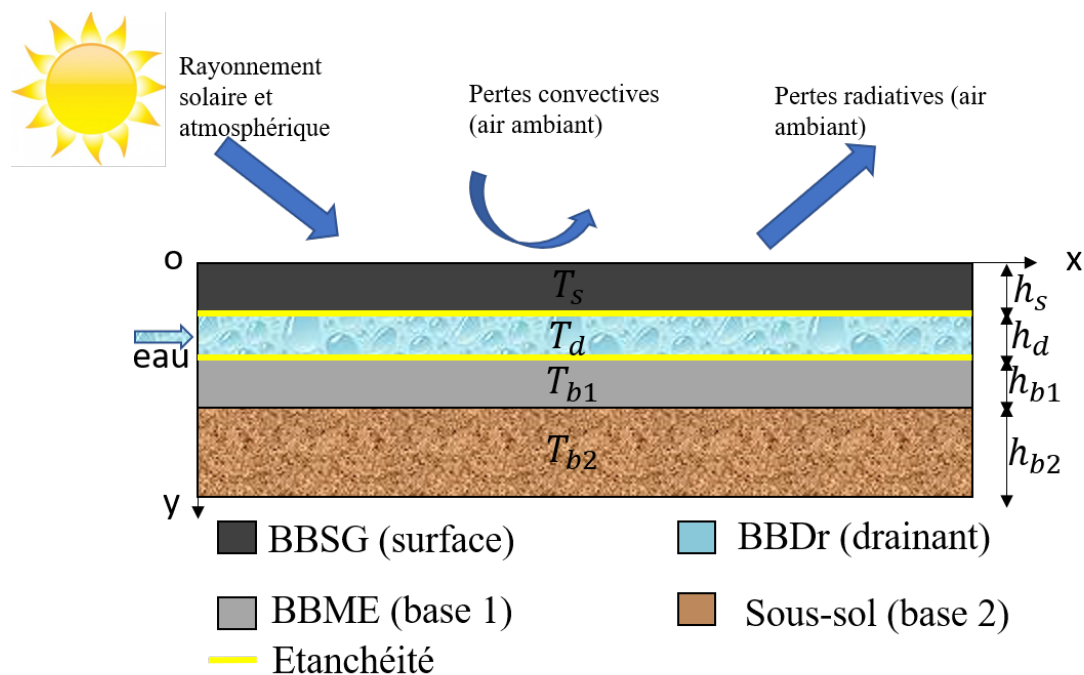


FIGURE 4.6 – Schéma détaillé de l'échangeur thermique routier

Différentes hypothèses sont considérées :

- les différentes couches sont indéformables ;
- La température du fluide T_f est égale à celle de la couche drainante T_d dans laquelle elle circule ;
- la partie inférieure de la deuxième couche de base est supposée adiabatique ;
- les paramètres physiques de la chaussée sont indépendants de la température ;
- pas d'évaporation du fluide circulant dans la chaussée ;
- l'échangeur thermique routier ne fonctionne pas en cas de pluie. L'eau en surface de la chaussée (due à la pluie) n'est pas prise en compte.

En partant du premier principe de la thermodynamique, en tenant compte des différentes hypothèses ci-dessus, et en notant U l'énergie interne, le bilan d'énergie au niveau de chaque couche est donné par l'équation 4.18.

$$\frac{dU}{dt} = Q_{recue} - Q_{perdue} \quad (4.18)$$

soit

$$mC_p \frac{dT}{dt} = Q_{recue} - Q_{perdue} \quad (4.19)$$

Où m désigne la masse de la couche (kg); C_p sa capacité thermique massique (J/kg.K); Q_{recue} le flux de chaleur reçue et Q_{perdue} le flux de chaleur perdue par la couche (W).

• Couche de surface

Cette couche est le siège de conduction instationnaire. Elle reçoit de la chaleur en interagissant avec le soleil et l'atmosphère via les transferts radiatifs. La quantité de chaleur reçue est donnée par l'équation 4.20

$$Q_{recue} = (1 - \alpha)R_{global} * S + R_{atm} * S \quad (4.20)$$

Avec α l'albédo (-); R_{global} le rayonnement global et R_{atm} le rayonnement atmosphérique en (W/m^2) et S la surface de la chaussée (m^2).

Les pertes de chaleurs sont dues aux transferts de chaleur entre cette couche et l'air ambiant (par convection); entre cette couche et l'atmosphère par rayonnement (due à l'émissivité) et par conduction avec la couche drainante. La quantité de chaleur perdue est donnée par l'équation 4.21

$$Q_{perdue} = H_v * S * (T_s - T_{amb}) + \epsilon \sigma * S T_s^4 + \frac{(T_s - T_d) * S}{R_{th_{s/d}}} \quad (4.21)$$

Avec H_v le coefficient d'échange convectif entre la surface de la chaussée et l'air en ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$); T_s la température de la surface de la chaussée (K); T_{amb} la température de l'air ambiant (K); ϵ : l'émissivité de la chaussée (-); σ la constante de Stefan-Boltzmann ($5.67e - 8 W/m^2 K^4$); T_d la température de la couche drainante

(K). $Rth_{s/d}$ ($m^2 \cdot K/W$) est la résistance surfacique entre la couche de surface et le drainant. Pour deux couches i et j , cette résistance s'exprime par l'équation 4.22.

$$Rth_{j/i} = \frac{h_i \lambda_j + h_j \lambda_i}{2 \lambda_i \lambda_j} \quad (4.22)$$

Le bilan d'énergie au niveau de la couche de surface est donné par l'équation 4.23.

$$m_s C p_s \frac{dT_s}{dt} = (1 - \alpha) R_{direct} * S + R_{atm} * S - H_v * S * (T_s - T_{ext}) - \epsilon \sigma * S T_s^4 - \frac{(T_s - T_d) * S}{Rth_{s/d}} \quad (4.23)$$

soit :

$$\rho_s h_s C p_s \frac{dT_s}{dt} = (1 - \alpha) R_{direct} + R_{atm} - H_v (T_s - T_{ext}) - \epsilon \sigma T_s^4 - \frac{T_s - T_d}{Rth_{s/d}} \quad (4.24)$$

Le même raisonnement est mené au niveau des autres couches.

- **Couche drainante**

Cette couche est la couche qui confère le caractère échangeur thermique à la chaussée. Elle reçoit de la chaleur de la couche de surface par conduction. Une partie de cette chaleur est perdue par conduction vers la couche de base. Elle transfère également de l'énergie par convection au fluide caloporteur. La mise en place du drainant permet une très grande surface d'échange entre l'eau et le béton bitumineux. La couche drainante est ainsi supposée être à la même température que le fluide caloporteur $T_d = T_f$. Le bilan d'énergie au niveau de cette couche est donné par l'équation 4.25.

$$\rho_d h_d ((1 - \phi) C p_d + \phi C p_f) \frac{\partial T_d}{\partial t} + \dot{q}_f C p_f \frac{\partial T_d}{\partial x} = \frac{T_s - T_d}{Rth_{s/d}} - \frac{T_d - T_{b1}}{Rth_{d/b1}} \quad (4.25)$$

- **Couches de base**

Les couches de bases sont le siège de conduction instationnaire. Le bilan d'énergie est donc :

$$\begin{cases} \rho_{b1} C p_{b1} h_{b1} \frac{\partial T_{b1}}{\partial t} = \frac{T_d - T_{b1}}{Rth_{d/b1}} - \frac{T_{b1} - T_{b2}}{Rth_{b1/b2}} & (base) \\ \rho_{b2} C p_{b2} h_{b2} \frac{\partial T_{b2}}{\partial t} = \frac{T_{b1} - T_{b2}}{Rth_{b1/b2}} & (sous - sol) \end{cases} \quad (4.26)$$

4.4.2 Validation du modèle 1D de l'échangeur thermique

Les fuites observées lors des expérimentations sur notre démonstrateur ne nous ont pas permis de valider expérimentalement le modèle 1D développé. Pour simuler le modèle 1D développé, une discrétisation suivant un schéma Euler explicite centré en espace de la

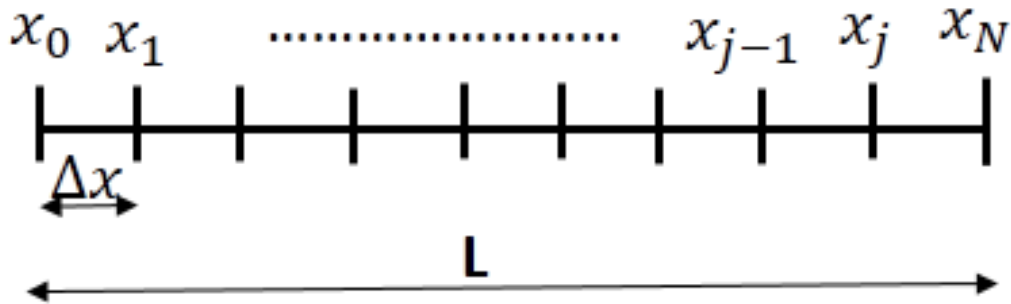


FIGURE 4.7 – Maillage de la chaussée

chaussée a été réalisée suivant l'axe x (amont vers l'aval) comme le montre la Figure 4.7.

La chaussée est subdivisée en N portions avec un pas d'espace :

$$\delta x = \frac{L}{N} \quad (4.27)$$

Pour une chaussée de 6m de large, on a fait une subdivisions en 8 portions soit $dx = 0.75$ m. La longueur de la chaussée simulée est de 5m; la température d'injection du fluide dans le drainant est constante et fixée à $T_{inj_dro} = 10^{\circ}\text{C}$. La discrétisation en temps est faite suivant le schéma de Euler implicite avec un pas de temps de 1 heure.

Les résultats de cette simulation ont été comparés avec ceux du modèle 2d obtenus dans les mêmes conditions (Figure 4.8). On remarque que sur toutes les couches de la chaussée, les courbes du modèle 1D ont les mêmes allures que celles du modèle 2d. Le modèle 1d donne des résultats proches de ceux du modèle 2D. L'écart maximum s'observe au niveau de la deuxième couche de base et est de 2.9°C . Ces résultats sont globalement satisfaisants et on peut considérer le modèle 1D comme étant validé.

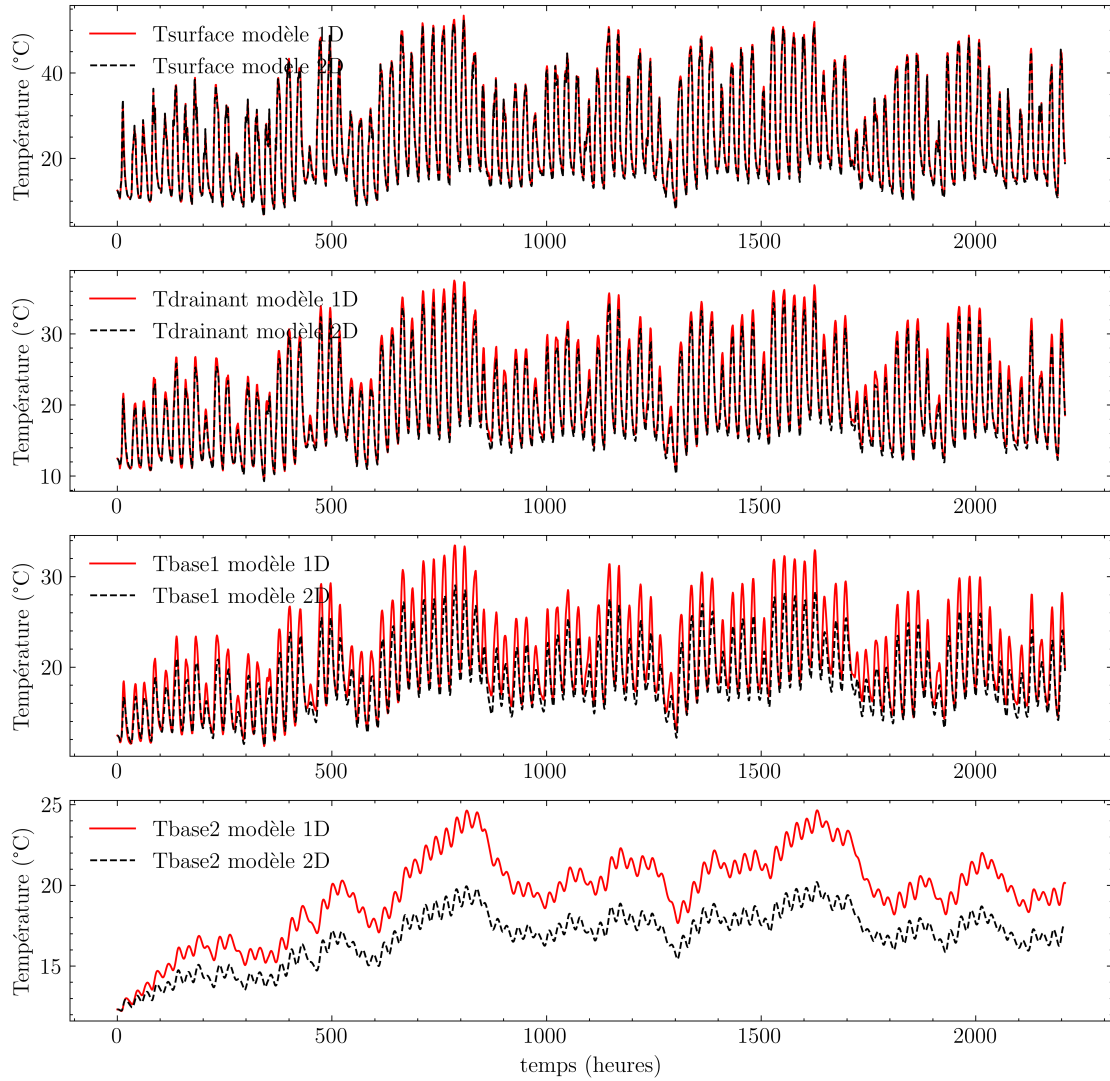


FIGURE 4.8 – Comparaison du modèle 1d au modèle 2d de l'échangeur thermique routier.

4.5 Modélisation de l'échangeur intermédiaire

L'échangeur thermique permet à un fluide chaud de céder sa chaleur à un fluide froid sans entrer en contact avec ce dernier. Dans notre cas, le fluide caloporteur (de l'eau) sortant de la chaussée à la température T_{sor_dro} entre dans l'échangeur thermique et cède sa chaleur à un autre fluide (de l'eau glycolée) qui provient du stockage thermique à la température T_{sor_sto} . L'eau retourne à l'échangeur thermique routier à la température T_{inj_dro} . L'eau glycolée retourne au stockage à la température T_{inj_sto} . L'échange a lieu à contre-courant. L'échangeur est caractérisé par une efficacité qui représente le rapport entre la quantité de chaleur échangée et la quantité de chaleur maximale transférable. Elle est donnée par l'équation 4.28.

$$eff = \begin{cases} \frac{T_{sor_dro} - T_{inj_dro}}{T_{sor_dro} - T_{sor_sto}} & \text{si } \dot{m}_{dro} C_{p_{dro}} < \dot{m}_{sto} C_{p_{sto}} \\ \frac{T_{inj_sto} - T_{sor_sto}}{T_{sor_dro} - T_{sor_sto}} & \text{si } \dot{m}_{dro} C_{p_{dro}} \geq \dot{m}_{sto} C_{p_{sto}} \end{cases} \quad (4.28)$$

4.6 Simulation annuelle du système Route-Stockage-Bâtiment

4.6.1 Application du système au cas d'une maison individuelle

Le modèle du système complet a été développé sous Python. Les premières simulations annuelles ont été appliquées au cas de la maison individuelle de 120 m^2 implantée sur le site de Savoie Technolac. Elles ont été réalisées dans les conditions suivantes :

- pas de temps est de $dt = 1 \text{ h}$ et le pas d'espace sur la largeur de la chaussée $dx = 0.75 \text{ m}$;
- mise en marche de la circulation dans l'échangeur thermique routier lorsque la température du drainant est positive et d'au moins 5°C supérieur à la température du stockage thermique ;
- débits des fluides caloporteurs dans la chaussée, le stockage et la PAC $\dot{q}_{dro} = 0.175 \text{ m}^3/\text{h}$, $\dot{q}_{sto} = 0.8 \text{ m}^3/\text{h}$ et $\dot{q}_{pac} = 0.770 \text{ m}^3/\text{h}$.

En plus de la température ambiante présentée sur la Figure 4.2, nous avons utilisé des données météorologiques supplémentaires telles que le rayonnement solaire global (Figure 4.9), le rayonnement atmosphérique (Figure 4.10) et la vitesse du vent (Figure 4.11) sur une année type issu du site PVGIS.

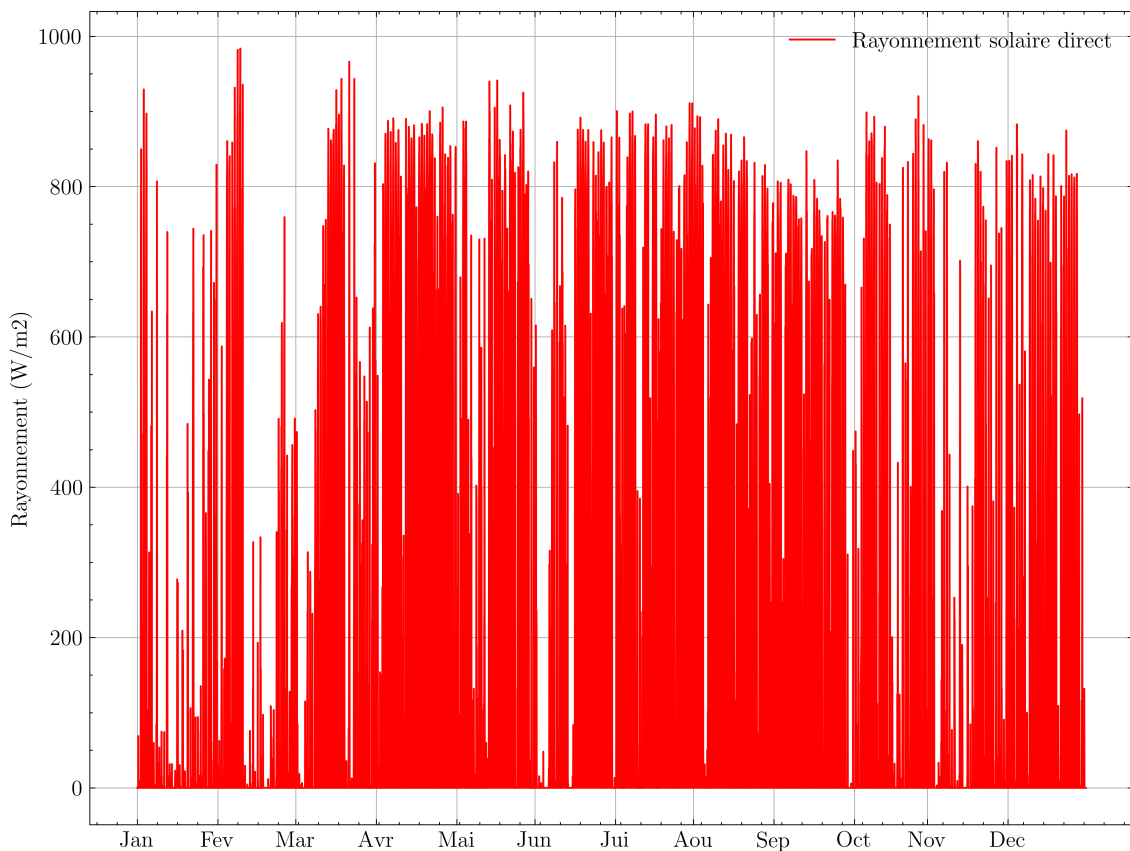


FIGURE 4.9 – Rayonnement solaire global au Bourget-du-Lac sur une année type

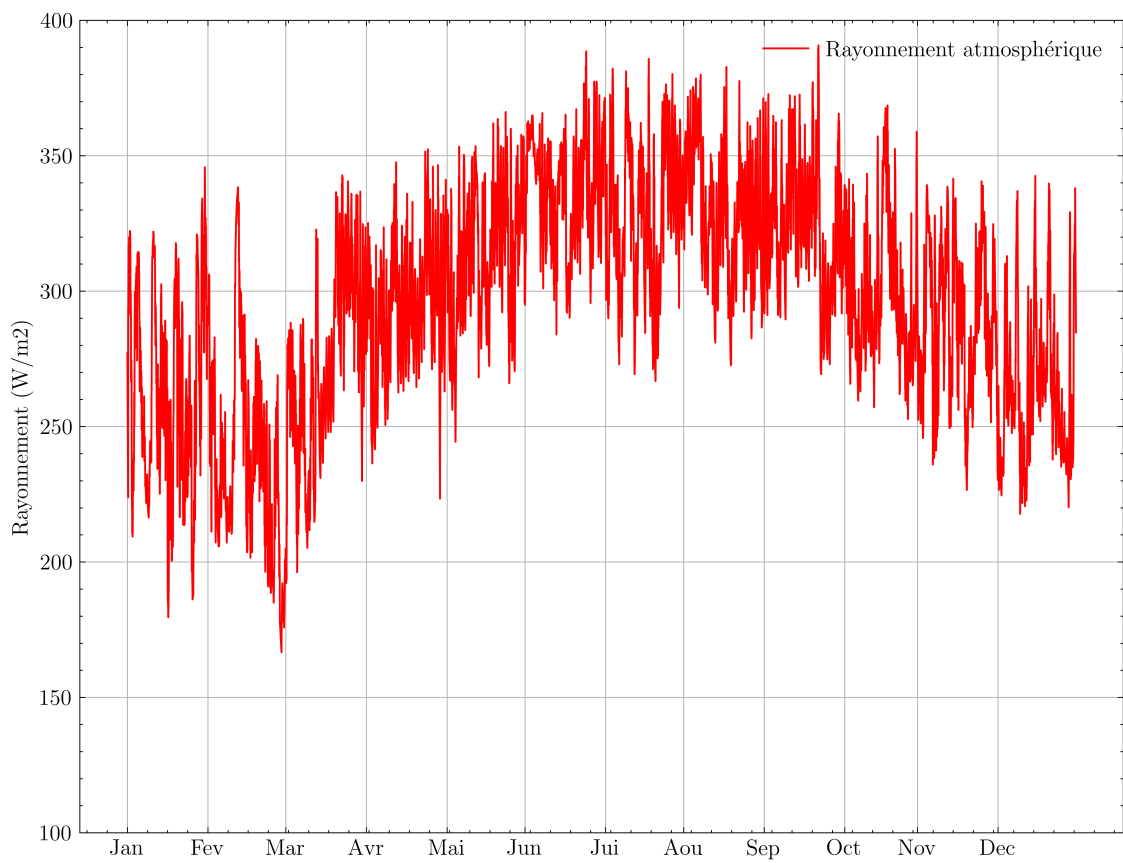


FIGURE 4.10 – Rayonnement solaire atmosphérique au Bourget-du-Lac sur une année type

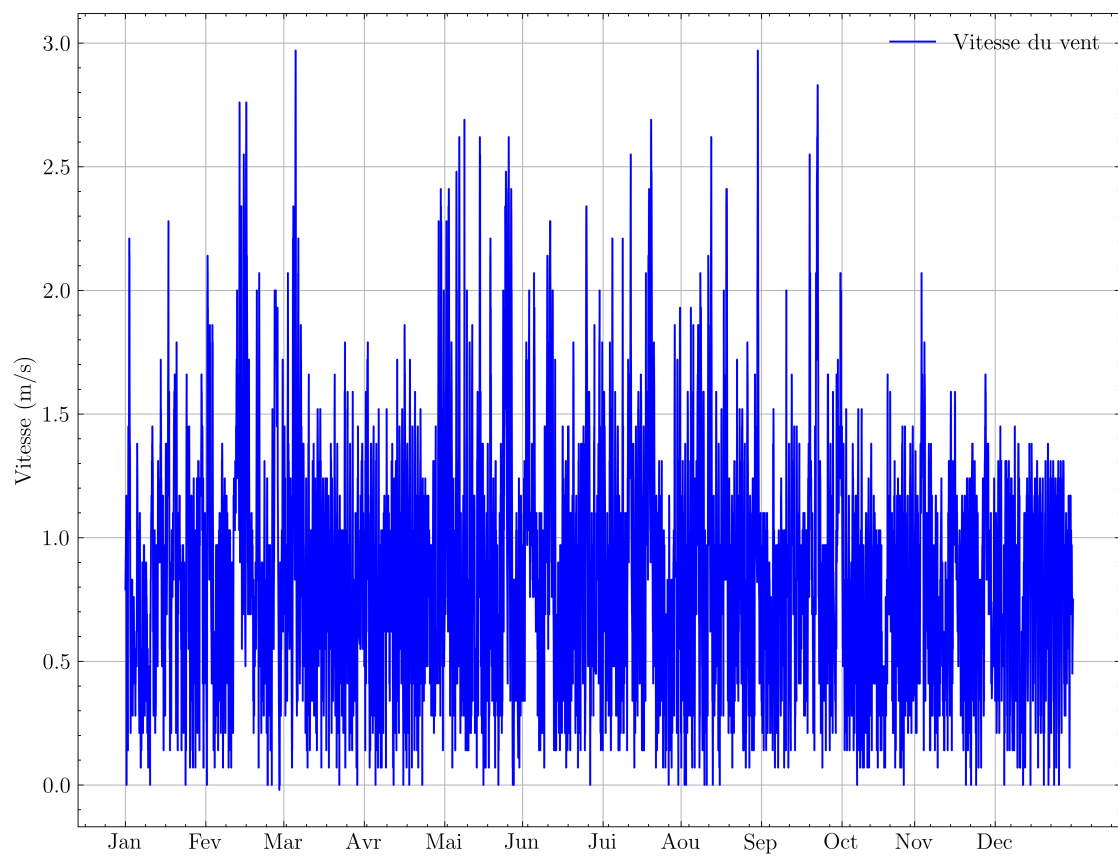


FIGURE 4.11 – La vitesse du vent au Bourget-du-Lac sur une année type

La Figure 4.12 présente les résultats issus de la simulation dans le cas nominal (maison de $120m^2$ installée sur le site de Savoie Technolac).

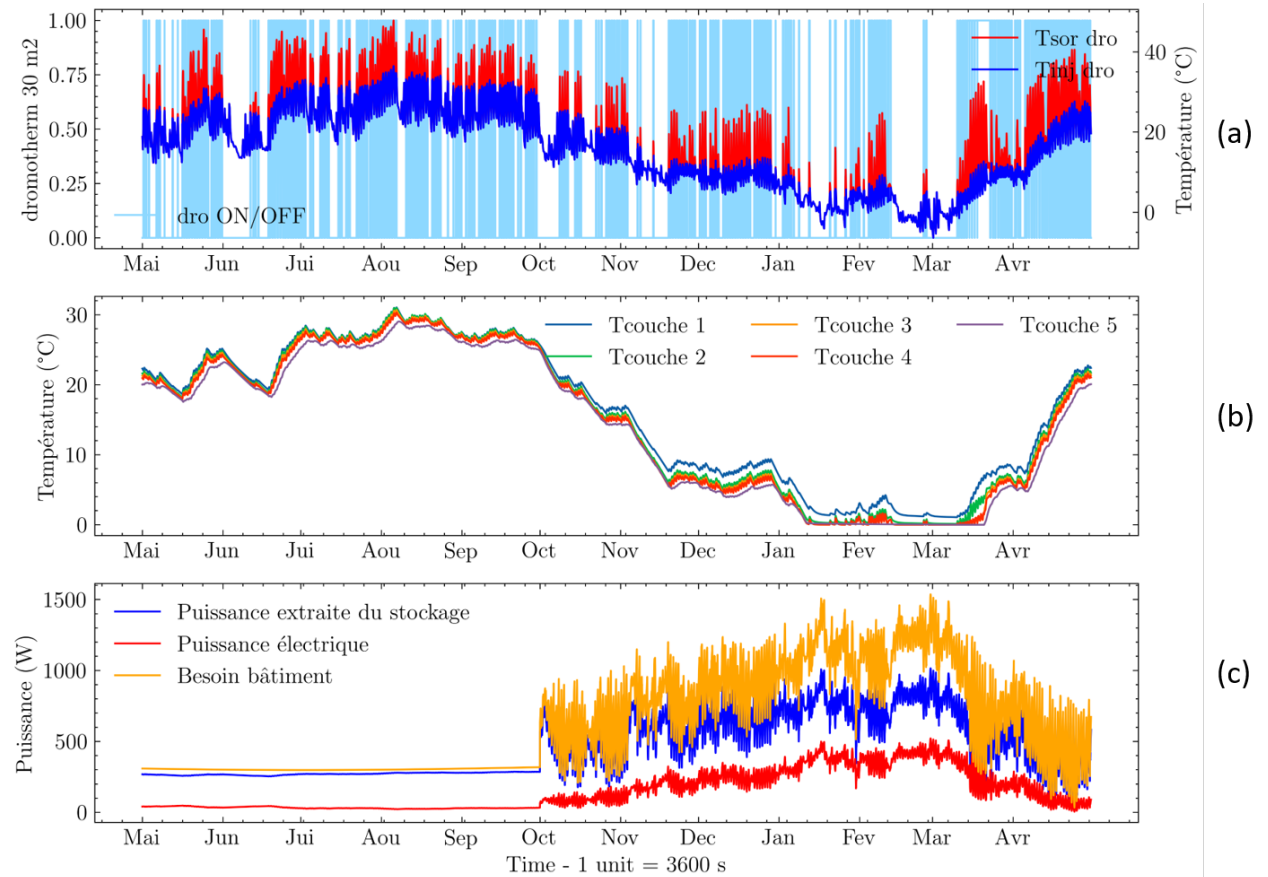


FIGURE 4.12 – Simulation du démonstrateur sur une année type

Le graphique illustre le comportement du système sur une année type, débutant à la fin de la saison de chauffe, soit le 1^{er} mai. De mai à octobre, seuls les besoins en eau chaude sanitaire (ECS) sont satisfaits par la Pompe à Chaleur (PAC). Le rayonnement solaire reçu par la route équipée atteint environ $1000 W/m^2$ à midi (Figure 4.9), ce qui équivaut à $30 kW$ pour une surface de route de $30m^2$. Cette abondance d'énergie solaire, combinée à des températures extérieures élevées (moyenne supérieure à $20^\circ C$), permet au fluide caloporteur circulant dans la chaussée de se réchauffer, atteignant ainsi environ $40^\circ C$ en août (Figure 4.12 a, courbe rouge). Cela entraîne la recharge du stockage, où les températures de ses différentes couches augmentent pour atteindre environ $30^\circ C$ en août (Figure 4.12 b). Les besoins en ECS pour une famille de 4 personnes occupant le logement (Figure 4.12 c, courbe orange) répartis sur 1 journée représente une puissance de $300 W$, soit une consommation énergétique de $7.2 kWh$ par jour.

Pendant la saison hivernale, d'octobre à fin avril, la demande de chauffage atteint 5 fois la demande estivale pour la production d'ECS, soit une puissance de $1500 W$ au cœur de l'hiver. Cette forte demande énergétique, combinée à la baisse des températures ambiantes (pouvant descendre jusqu'à $-10^\circ C$ en hiver), entraîne une baisse de la température du stockage et la formation de glace dans le stockage. La Figure 4.13 présente l'évolution

de l'épaisseur de glace formée pendant cette période.

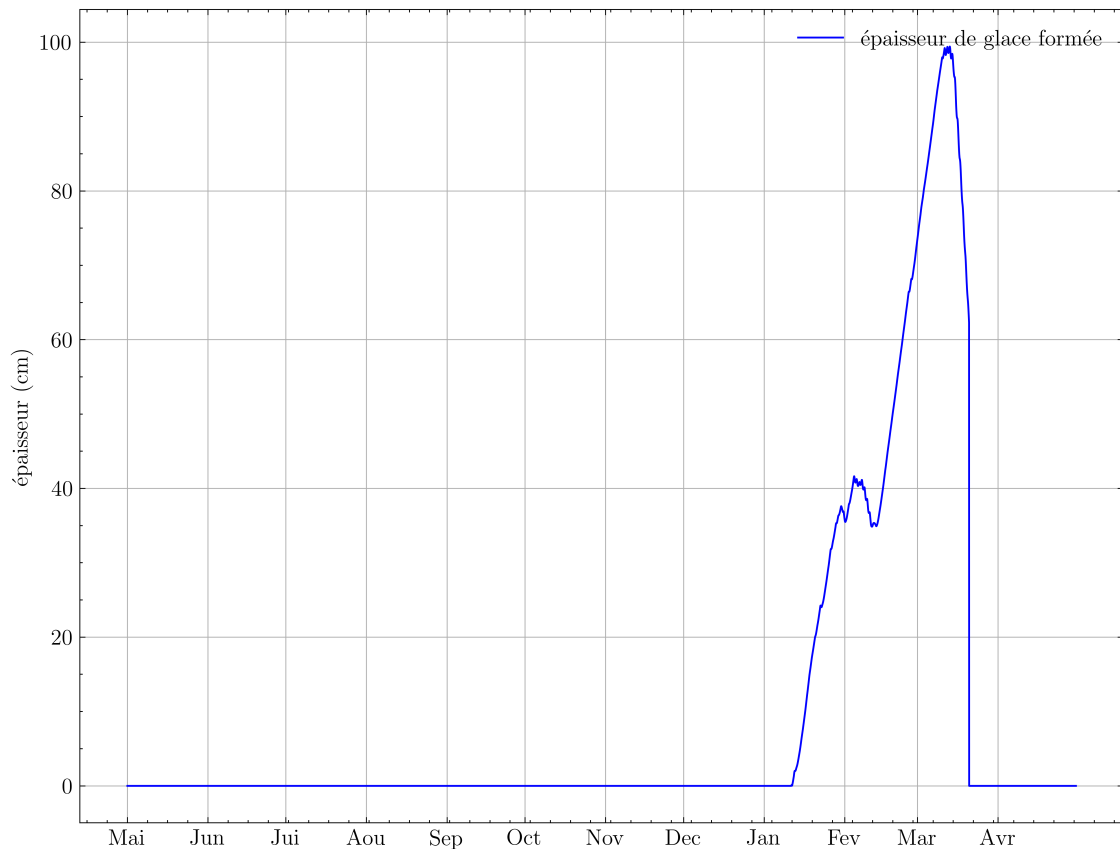


FIGURE 4.13 – Évolution de l'épaisseur de glace dans le stockage

La Figure 4.13 illustre le processus de formation de la glace en deux phases distinctes. La première phase, s'étendant de mi-janvier à mi-février, montre une formation progressive de la glace jusqu'à une épaisseur de 40 cm, suivie d'une légère diminution de 5 cm due à un dégel partiel. La deuxième phase, de mi-février à mi-mars, présente une reprise plus rapide et significative de la formation de la glace, atteignant une épaisseur totale de 100 cm, soit les 2/3 du stockage, avant un dégel complet à la mi-mars. La formation de glace dans le stockage doit être surveillée attentivement dans le fonctionnement du système pour garantir un maintien de la température de prélèvement voisine de 0°C et l'absence de gel du sol à l'extérieur du stockage. Cette condition peut être aisément mise en œuvre sur la base d'une température consigne minimale de la température de retour de l'eau glycolée en provenance du stockage à -2°C. Les performances de la pompe à chaleur tout au long de l'année sont reflétées par son COP sur la Figure 4.14.



FIGURE 4.14 – Évolution du COP de la PAC

La performance saisonnière de la Pompe à Chaleur (PAC), montre des Coefficients de Performance (COP) très élevés pendant la période estivale, atteignant une valeur proche de 14 en août. Le COP diminue pendant l'hiver et le printemps, descendant jusqu'à 3, ce qui correspond à une réduction de la puissance géothermique extraite et à une augmentation de la consommation électrique, comme indiqué sur le graphique de la Figure 4.12 c. La consommation électrique de la PAC s'élève à 1322 kWh pour une production de chaleur de 5463 kWh. Le COP annuel moyen est voisin de 6.5. Il est sensiblement plus élevé que celui des pompes à chaleur géothermiques proche de 3,5 en moyenne. Il est également essentiel de considérer l'énergie électrique consommée par les auxiliaires du système, notamment la pompe du capteur thermique routier, fonctionnant 2683 heures par an avec une consommation électrique de 402 kWh, et le circulateur de recharge du stockage, opérant également pendant 2683 heures avec une consommation de 246 kWh. De plus, les deux autres circulateurs (GRUNDFOS ALPHA2 25-40 180) consomment au total 247 kWh par an pour le chauffage et l'ECS. L'ensemble du système consomme ainsi 2218 kWh d'électricité pour répondre aux besoins du bâtiment, ce qui représente un ratio de 2.46 kWh thermique par kWh électrique.

La Figure 4.15 montre le bilan énergétique du système.

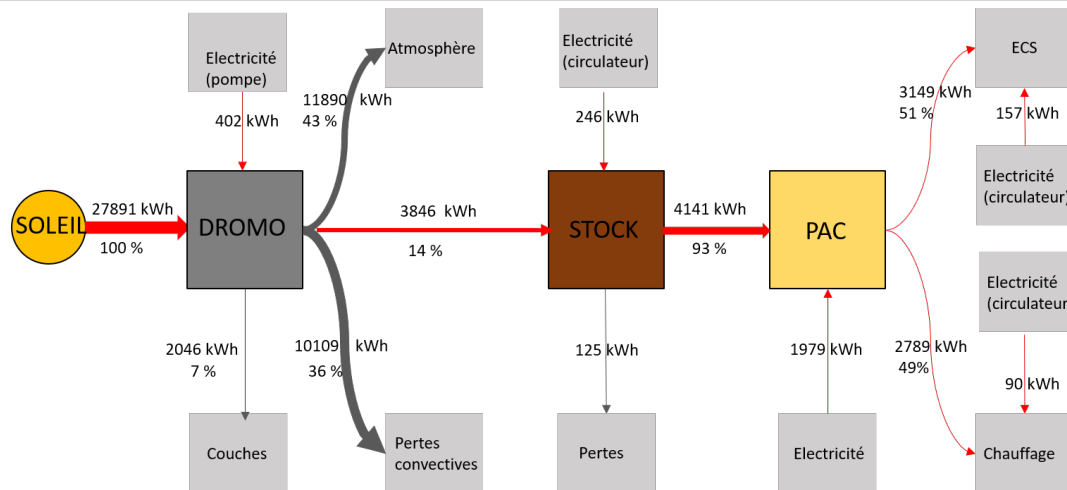


FIGURE 4.15 – Bilan d'énergie annuel du système

Cette figure nous montre que le fluide circulant dans le Dromotherm récupère près de 3846 kWh sur 27891 kWh d'énergie solaire incidente sur la surface de la chaussée soit un taux de récupération de 14%. La plus grande partie de l'énergie solaire arrivant sur la chaussée est perdue sous forme de pertes radiatives (vers l'atmosphère) à hauteur de 43% et de pertes convectives (l'air ambiant) à hauteur de 36%. Quant au stockage, les pertes thermiques s'estiment à 125 kWh soit 3% de l'énergie stockée. Ces pertes sont globalement faibles et témoignent de l'importance de l'isolation du stockage.

4.6.2 Application du système au cas du petit collectif

Les types de bâtiment finaux visés par notre système sont des petits bâtiments résidentiels collectifs. Dans le cadre de notre étude, nous allons considérer un logement collectif de type R+3 de 1200 m² de surface habitable réparties en 4 appartements de 75 m². La demande énergétique de ce logement représente approximativement 10 fois le besoin de la maison individuelle de 120 m² dont nous avons auparavant évalué la demande énergétique. Les superficies du capteur thermique routier et du stockage ont été agrandies avec ce même facteur d'échelle, conduisant à un capteur thermique routier de 300 m² de route (correspondant à une longueur 50m pour une largeur de chaussée de 6m) et un stockage de 450 m³ enterré (correspondant à une surface au sol de 150 m² sur une hauteur de 3m). Les épaisseurs d'isolant entre le stockage et le sol ont été multipliées par 2 comme les épaisseurs des couches de sable. Les résultats de la simulation de ce nouveau système sont présentés sur les Figures 4.16, 4.17, 4.18 et 4.19.

Le comportement du système est très comparable à celui de la maison individuelle : augmentation de la température du fluide capteur routier et du stockage pour atteindre des maximums en milieu d'été voisin de 40°C et 30°C respectivement ; chute des températures pour atteindre 0°C début janvier et prise en gel partiel du stockage jusque début avril. La recharge du stockage par le Dromotherm se déroule essentiellement durant le printemps et l'été. Il diminue régulièrement durant l'automne pour devenir très tributaire des conditions météorologiques durant l'hiver. Dans le cas du petit collectif, l'épaisseur de prise en glace

atteint 175 cm de glace sur les 300 cm d'épaisseur du stockage (Figure 4.17), soit environ 60% du stockage, ce qui est plus faible en relatif que dans le cas de la maison individuelle. Le COP (Figure 4.18) de la PAC se comporte également de la même manière que dans le cas de la maison individuelle. Le diagramme de Sankey (Figure 4.19) de ce système est traduisant le bilan d'énergie est semblable à celui de la maison individuelle avec une multiplication par un facteur 10.

Les différences principales entre ces deux cas concernent :

- l'épaisseur des couches de sable qui passe de 30cm dans le cas de la maison individuelle à 60cm dans le cas du petit collectif ;
- la surface spécifique du stockage en contact avec le sol qui passe de $1,54 \text{ m}^2/\text{m}^3$ dans le cas de la maison individuelle à $0,66 \text{ m}^2/\text{m}^3$ dans le cas du petit collectif

L'épaississement des couches de sable s'accompagne d'une dégradation des transferts de chaleur entre le fluide caloporteur et le sable (augmentation de la résistance thermique de conduction à travers le sable se traduisant par une augmentation d'un facteur 2 du nombre de Bio). La réduction de la surface spécifique conduit à une réduction des pertes relatives en fin d'été, mais également à une réduction des apports en cours d'hiver. L'ensemble de ces effets se compensent dans l'ensemble et conduisent à observer un comportement relativement semblable entre ces deux tailles de bâtiment.

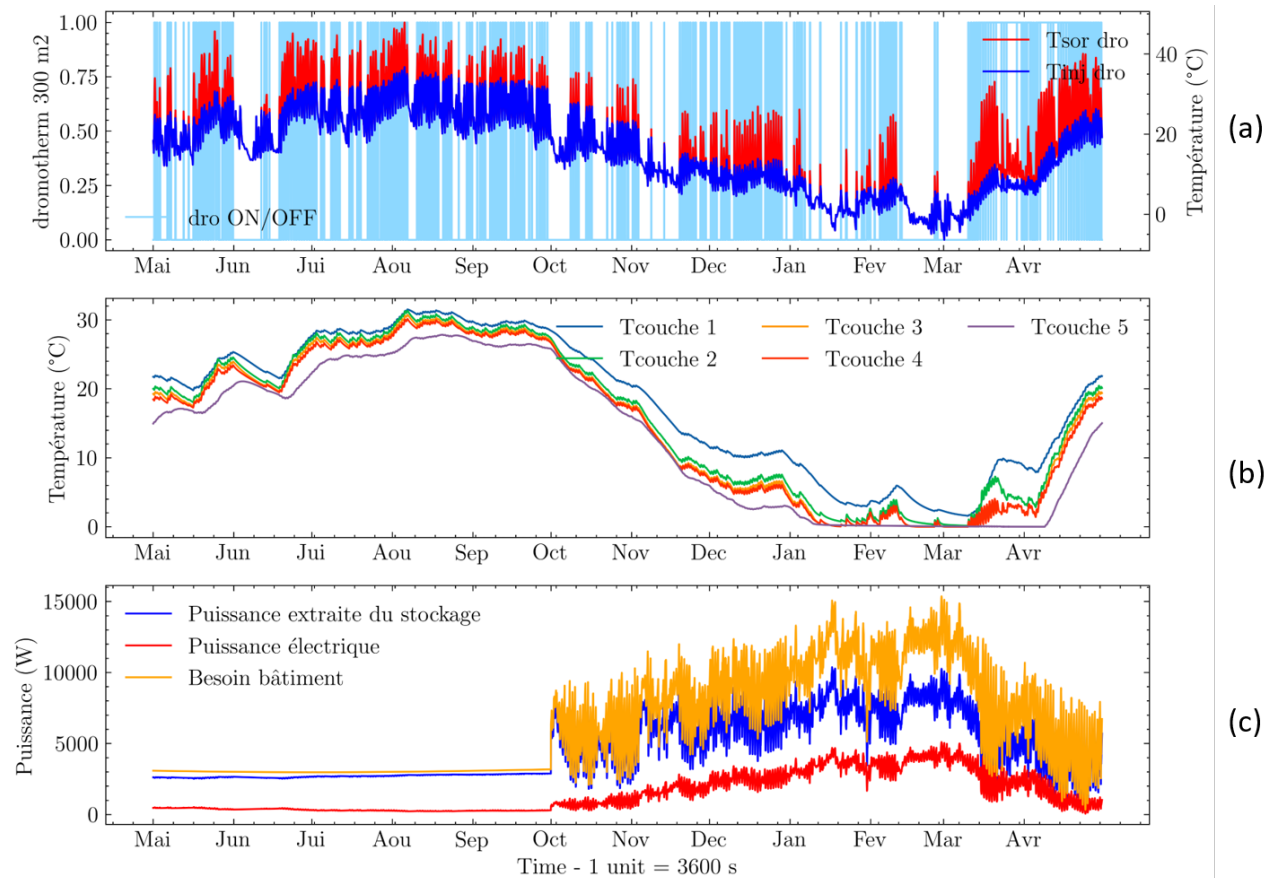


FIGURE 4.16 – Simulation annuelle du système avec un logement collectif au Bourget-du-Lac

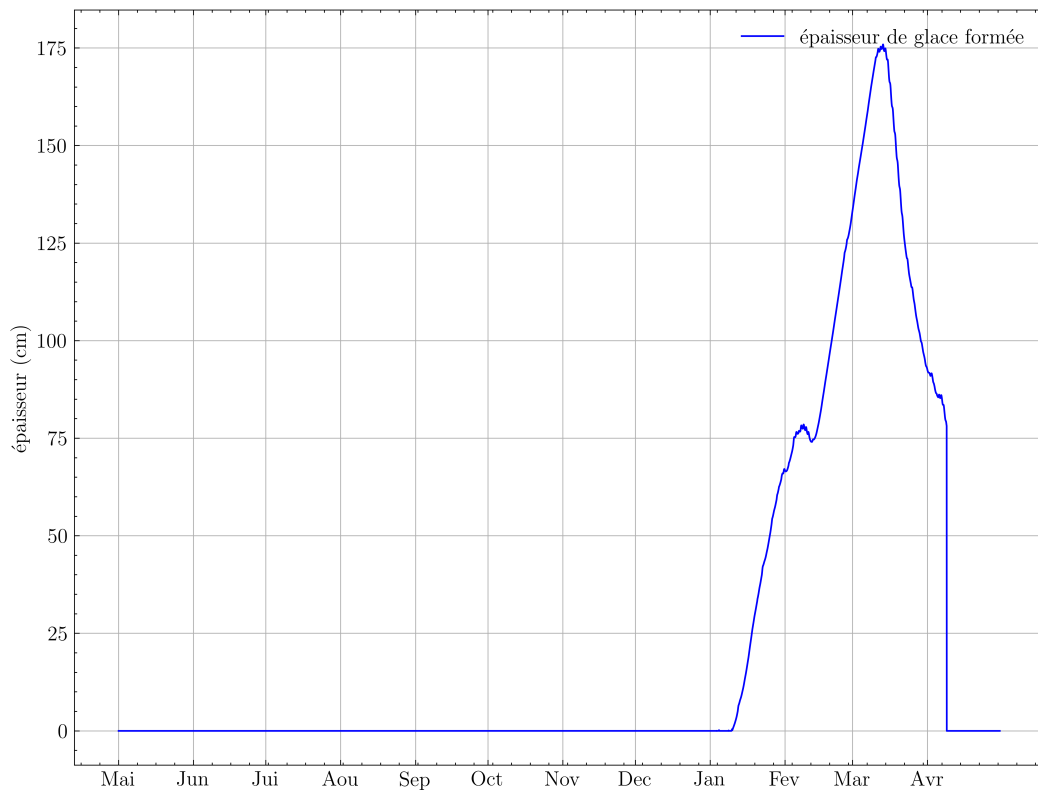


FIGURE 4.17 – Évolution de l'épaisseur de glace dans le stockage pour un logement collectif au Bourget-du Lac



FIGURE 4.18 – Évolution du COP de la PAC pour un logement collectif au Bourget-du Lac

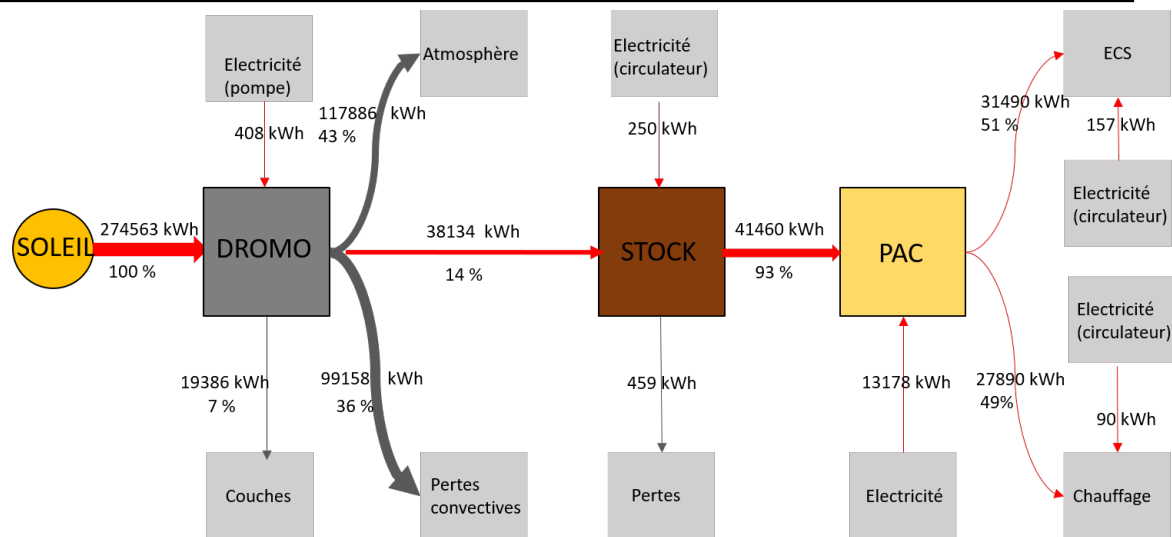


FIGURE 4.19 – Bilan d'énergie du système pour un bâtiment collectif

4.7 Influence de divers paramètres sur les performances du système

Dans cette section, nous examinons l'influence de plusieurs paramètres sur les performances du système, notamment la surface du capteur thermique routier, le volume du stockage, et l'emplacement du système en France. Nous nous concentrons sur le logement R+3 décrit précédemment.

4.7.1 Influence de la surface du capteur thermique routier

Les Figures 4.20 et 4.21 montrent respectivement l'évolution annuelle de la température du stockage et du COP de la PAC en fonction de la surface du capteur thermique routier. L'augmentation de la surface de capteur thermique routier permet d'augmenter la température du stockage durant toute l'année. En été, la température du stockage augmente et atteint un pic de $37\text{ }^{\circ}\text{C}$ à la mi-août pour une surface de capteur routier de 1200 m^2 alors qu'au même moment le stockage atteint une température de $24\text{ }^{\circ}\text{C}$ pour une surface de capteur de 150 m^2 . En hiver, la température du stockage chute dans tous les cas mais reste bien au dessus de 0°C lorsqu'on augmente la surface du capteur thermique routier et par conséquent diminue la formation de glace dans le stockage. Cette température du stockage impacte les performances de la pompe à chaleur (Figure 4.21). Le COP de la PAC augmente en fonction de la surface du capteur thermique routier dans la période estivale. Il atteint un pic près de 25 en août pour une surface de capteur de 1200 m^2 et une valeur près de 9 pour une surface de capteur de 150 m^2 . Cependant, en hiver, le COP chute dans tous les cas et atteint une valeur près de 3. La surface du capteur thermique n'a pas une influence sur les performances de la PAC en période hivernale.

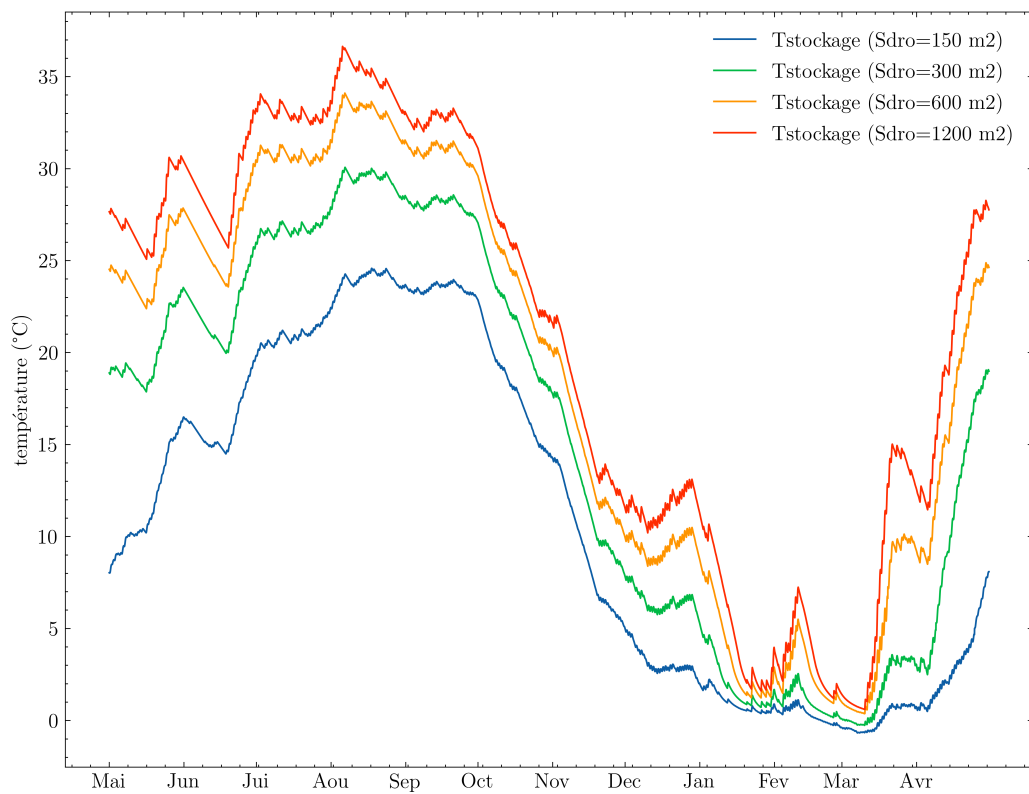


FIGURE 4.20 – Impact de la surface de l'échangeur thermique sur la température moyenne du stockage thermique et la prise en glace

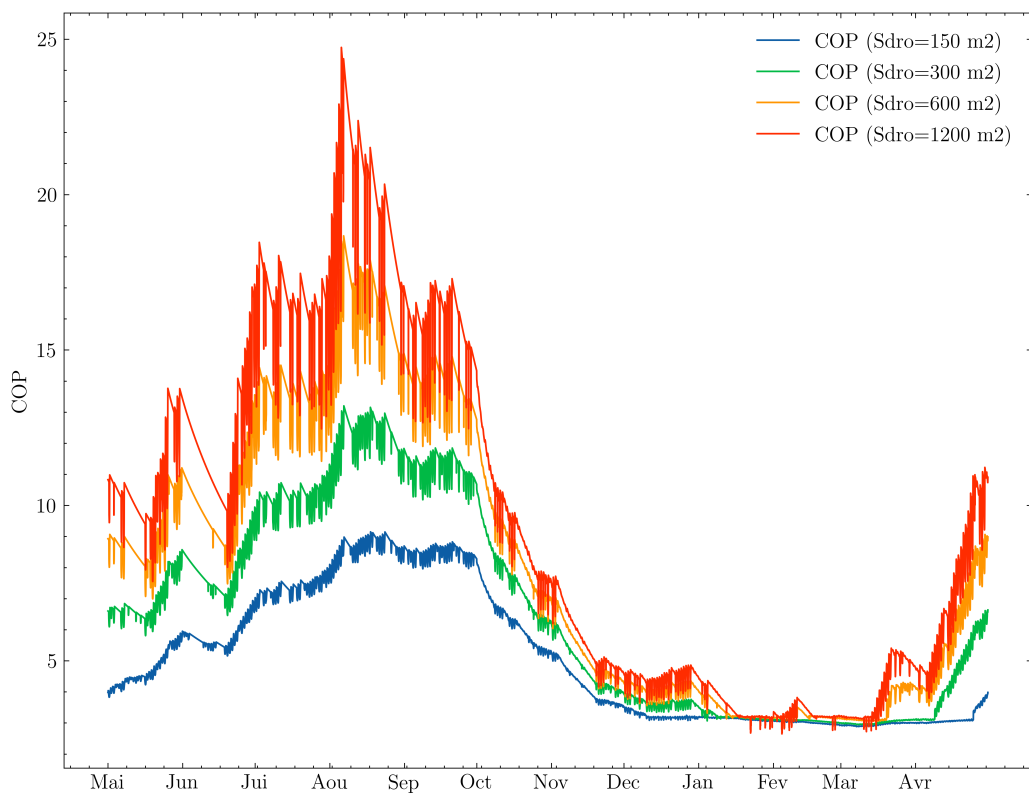


FIGURE 4.21 – Impact de la surface de l'échangeur thermique sur la température moyenne du stockage thermique

L'augmentation de la performance du système et donc la réduction des factures d'élec-

tricité pour les usagers s'accompagnent d'une augmentation des coûts d'investissement pour le système. Un optimum est à trouver pour choisir la taille optimale d'échangeur thermique routier. La Figure 4.22 montre l'évolution de la chaleur transmise par l'échangeur thermique routier au stockage thermique en fonction du COP de l'installation, image de la température moyenne du stockage pondérée par les durées d'utilisation.

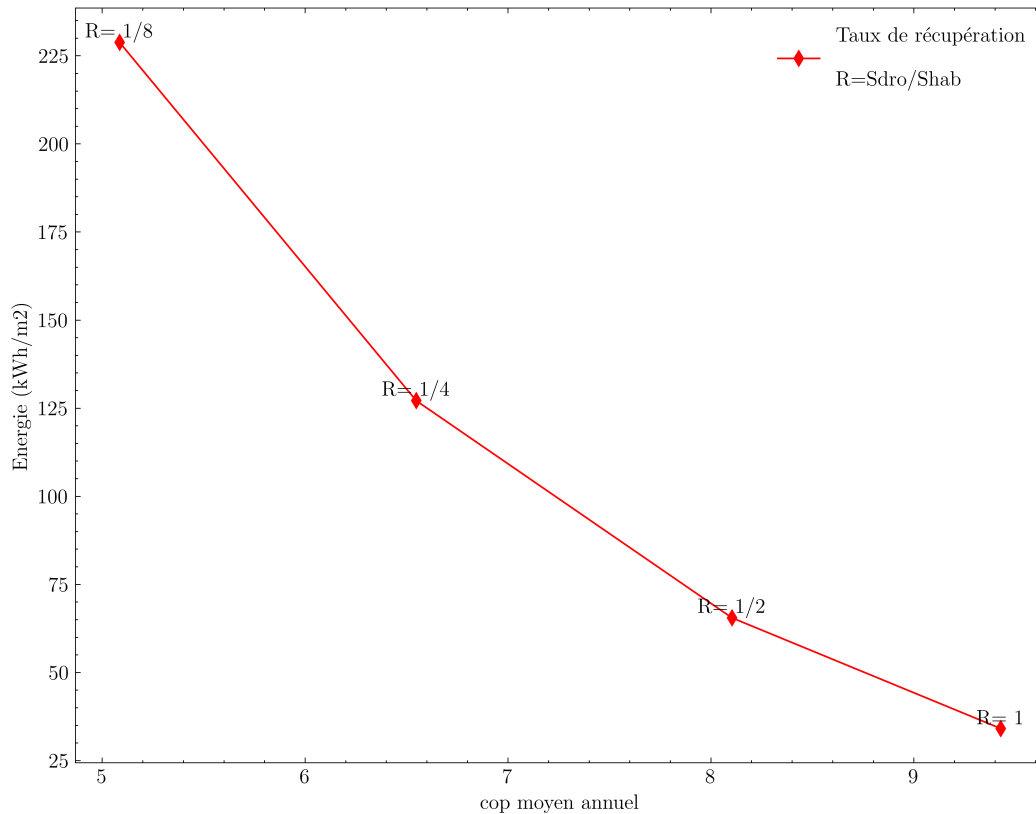


FIGURE 4.22 – Évolution de la chaleur transmise par l'échangeur thermique routier au stockage thermique en fonction du COP moyen pour différents ratios de surface échangeur / surface habitable

Sur cette Figure 4.22, on remarque que, pour un stockage thermique donné, l'énergie récupérée par m² de route décroît en fonction du Ratio R, rapport de la surface du Dromotherm par la surface du bâtiment ($S_{bat} = 1200 m^2$). Si l'énergie transmise par le Dromotherm augmente avec l'accroissement de sa surface, l'efficacité de la collecte pour le système diminue. Ainsi, on passe d'une énergie récupérée pour le système par unité de surface d'échangeur routier de $226 kWh/m^2$ pour une surface de $150 m^2$ (Ratio $R=1/8$) à une énergie $34 kWh/m^2$ pour une surface de $1200 m^2$ (Ratio $R=1$). Cette diminution s'explique par l'efficacité de l'échangeur thermique routier qui chute sensiblement avec sa température (la température maximale que peut atteindre l'échangeur thermique routier est voisine de $50^\circ C$), et les capacités du stockage thermique qui sont d'autant plus rapidement atteintes que l'énergie solaire est abondante.

Le COP moyen annuel de la PAC présente une tendance inverse : il augmente en fonction de la surface du Dromotherm. Il passe de 5 pour une surface de $150 m^2$ de route à 9.4 pour $1200 m^2$. Si l'augmentation de la surface de Dromotherm a peu d'impact sur

la température basse du stockage, elle permet de recharger le stockage plus vite, et affecte les performances du système dans les inter saisons et l'été.

Un ratio surface de route / surface habitable compris entre 1/8 et 1/4 semble être un compromis pour obtenir un système performant énergétiquement et économiquement viable (coût de construction du capteur routier). Cette étude doit être complétée par un volet économique qui n'a pas pu être réalisé dans le cadre de ce travail.

4.7.2 Influence du volume du stockage

Pour une installation donnée, l'augmentation du volume du stockage permet d'augmenter les capacités de stockage. Elle impacte les températures du stockage en atténuant des écarts de température en son sein (effet de l'inertie thermique), et affecte les transferts avec le sol environnant par le biais de la surface d'échange et du différentiel de température entre le sol et le stockage. Les Figures 4.23 à 4.25 montrent les évolutions de la température moyenne du stockage, des pertes thermiques du stockage et du COP de l'installation en fonction du volume du stockage dans le cas du petit collectif.

En été, durant la phase de recharge du stockage, on constate que l'augmentation du volume du stockage et donc de l'inertie thermique, diminue la température moyenne du stockage. On passe d'une température maximale en août de 30°C pour un stockage de 450 m³ à une température maximale de 26 °C pour un stockage 3 fois plus grand (1350 m³). Cette différence de température a un impact direct sur les pertes thermiques du stockage. Plus la température du stockage augmente, plus l'écart de température avec le sol entourant le stockage augmente et plus les pertes thermiques vers l'extérieur augmentent. Pour un stockage de 450 m³, les pertes augmentent et atteignent un maximum de 3.8 kWh/m³ au milieu du mois de Novembre alors que pour un stockage 3 fois plus grand, les pertes atteignent le pic un mois plus tard (mi-Décembre) et s'estiment à 3.2 kWh/m³. Quant à la pompe à chaleur, l'augmentation du volume du stockage entraîne une légère baisse du COP de la PAC. Il passe de 13 pour un stockage de 450 m³ à 11 pour 1350 m³ à la mi-août.

En hiver, on remarque une évolution inverse de la température moyenne à celle de la période estivale. Plus le volume du stockage augmente, moins sa température diminue lors de la décharge. La température du stockage atteint plus rapidement la température de prise en glace (0°C) lorsque le volume du stockage diminue. Elle reste même au dessus de 0°C durant tout l'hiver pour un volume de stockage très important (1350 m³). Ces niveaux de température atteints en hiver entraînent des apports thermiques du sol vers le stockage puisque ce dernier est plus froid que l'extérieur. Ces apports réduisent les pertes thermiques accumulées durant la période estivales. Plus le volume diminue, plus les apports thermiques par unité de volume augmentent et plus les pertes totales diminuent. Quant au COP de la PAC, la décharge du stockage entraîne une diminution drastique du COP passant de 13 à 3 pour un stockage de 450 m³. On note que le volume du stockage a peu d'impact sur le COP et donc sur la performance de la PAC en hiver.

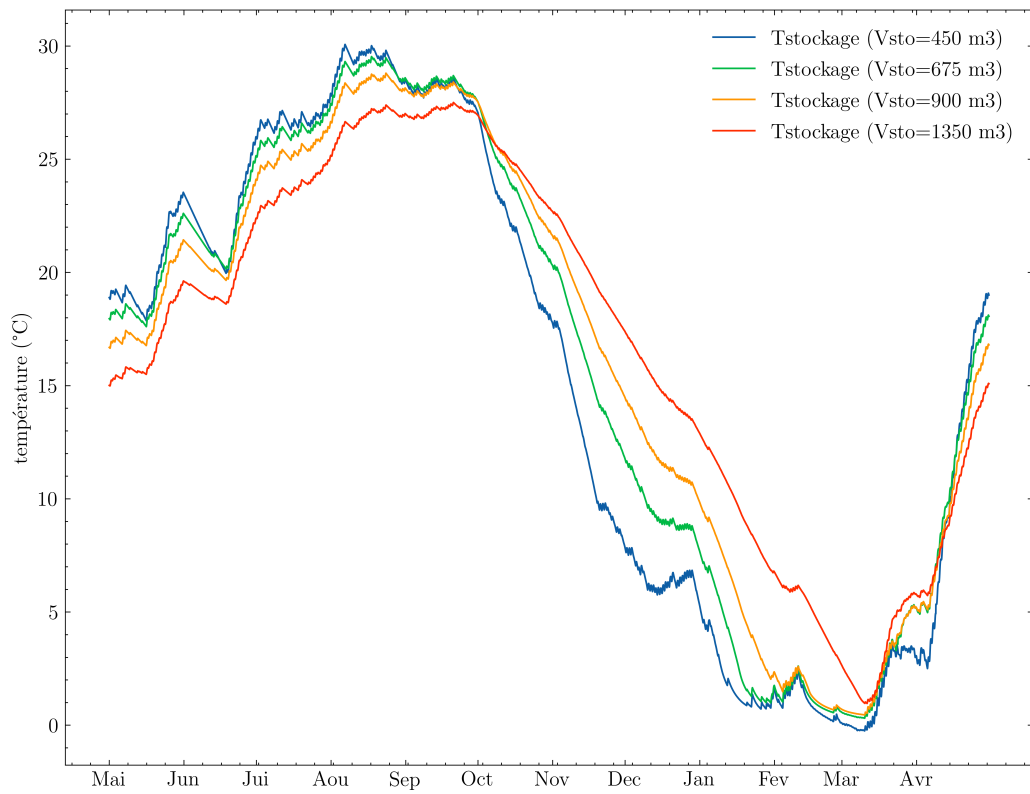


FIGURE 4.23 – Impact du volume de stockage sur la température moyenne du stockage thermique et la prise en glace

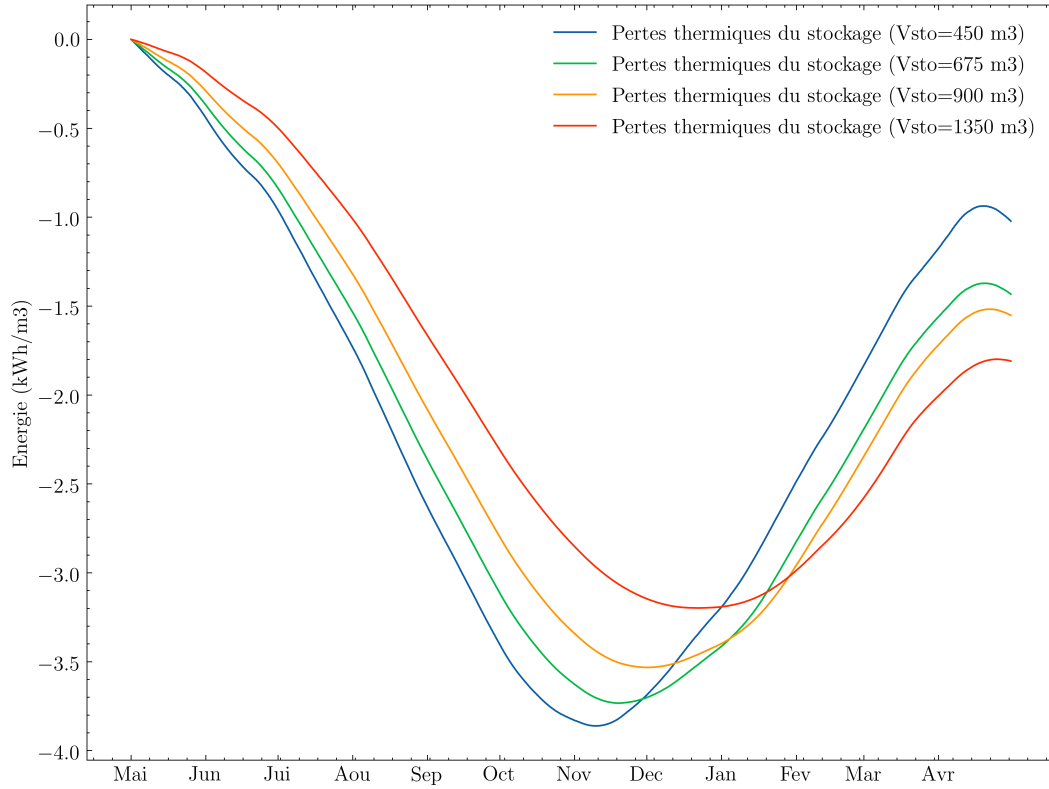


FIGURE 4.24 – Impact du volume de stockage sur les pertes thermiques du stockage

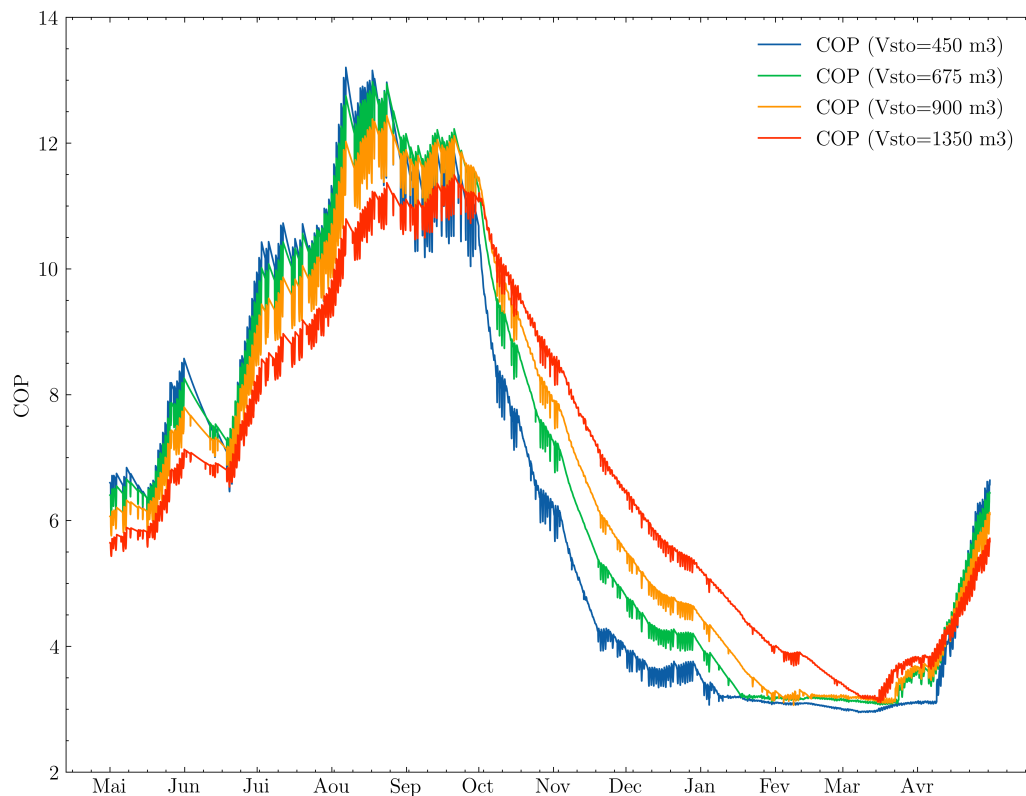


FIGURE 4.25 – Impact du volume de stockage sur la performance de la pompe à chaleur

La Figure 4.26 montre l'évolution de l'énergie stockée et du COP annuel moyen du système en fonction du volume de stockage. On constate que l'énergie stockée par unité de volume décroît en fonction du volume. Pour un stockage de 450 m^3 , on stocke près de 85 kWh d'énergie par unité de volume de sable saturé, soit une énergie totale stockée de 38250 kWh , alors que pour un stockage d'un volume plus important de 1350 m^3 , on ne stocke que 27 kWh par unité de volume de sable saturé, soit une énergie totale stockée de 36450 kWh .

Le COP moyen annuel de la PAC augmente légèrement en passant de 6.5 à 6.8 lorsque le volume de stockage passe de 450 m^3 à 675 m^3 , puis se stabilise à 6.9 pour des volumes supérieurs. L'augmentation du volume de stockage au-delà de 675 m^3 ne représente aucun intérêt pour le système. Cette analyse montre que le volume de stockage de 450 m^3 constitue un compromis pour ce petit collectif en présence d'un échangeur thermique routier de 300 m^2 .

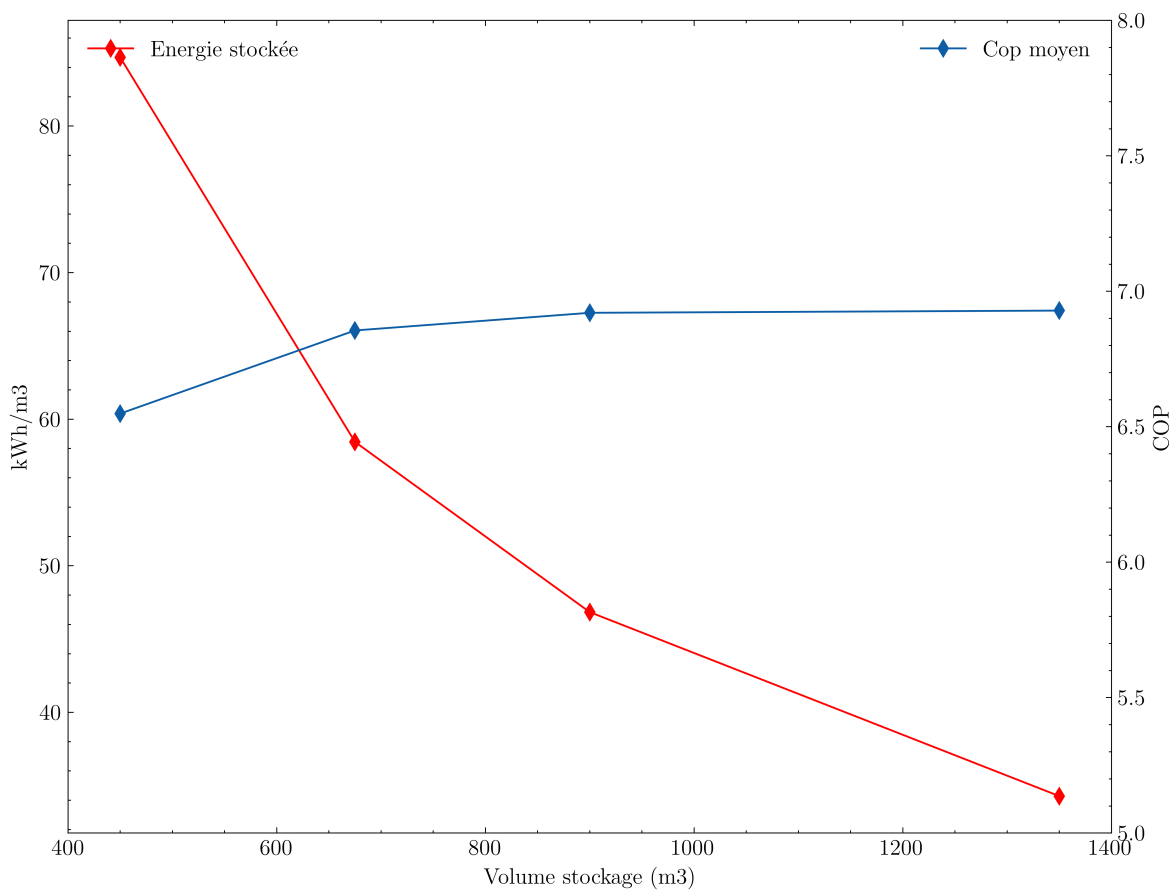


FIGURE 4.26 – Évolution de l'énergie récupérée et du COP moyen en fonction du volume du stockage

4.7.3 Influence du site d'implantation du système

Deux paramètres supplémentaires peuvent impacter sensiblement les performances du système : la consommation énergétique du bâtiment et la ressource solaire. Ces deux paramètres varient généralement en sens opposé selon l'implantation géographique du bâtiment. Pour analyser ces effets, nous avons étudié la performance du système Dromotherm appliqué au cas d'un petit collectif en conservant le dimensionnement initial pour deux implantations géographiques différentes supplémentaires : Rouen et Perpignan. Les données climatiques de ces villes sont données dans le tableau 4.1.

TABLEAU 4.1 – Comparaison des données climatiques entre Chambéry, Rouen et Perpignan.

	Chambéry	Rouen	Perpignan
Irradiation solaire (kWh/m²)	915	688	1077
Température moyenne (°C)	10,7	11,4	15
Température moyenne mensuelle min (°C)	-1,6	0,0	0,0
Température moyenne mensuelle max (°C)	18,5	18,9	25,4

Les résultats des simulations pour les villes de Rouen et Perpignan sont illustrés res-

pectivement dans les Figures 4.27 et 4.28. Durant l'été, nous observons une durée plus longue du temps de recharge du stockage thermique à Perpignan (1193 heures) par rapport à Rouen (703 heures). Le climat plus ensoleillé de Perpignan permet d'atteindre des températures élevées au niveau de l'échangeur thermique routier (48°C à Perpignan contre 45°C à Rouen), et par conséquent du stockage thermique (33°C à Perpignan contre 24°C à Rouen), permettant ainsi de stocker plus d'énergie (37460 kWh à Perpignan ; 33670 kWh Rouen). En hiver, la demande énergétique plus importante à Rouen entraîne une baisse de la température du stockage jusqu'à 0°C , provoquant la formation de glace sur la couche inférieure du stockage tandis qu'à Perpignan, les températures du stockage restent au-dessus de 0°C tout au long de l'année.

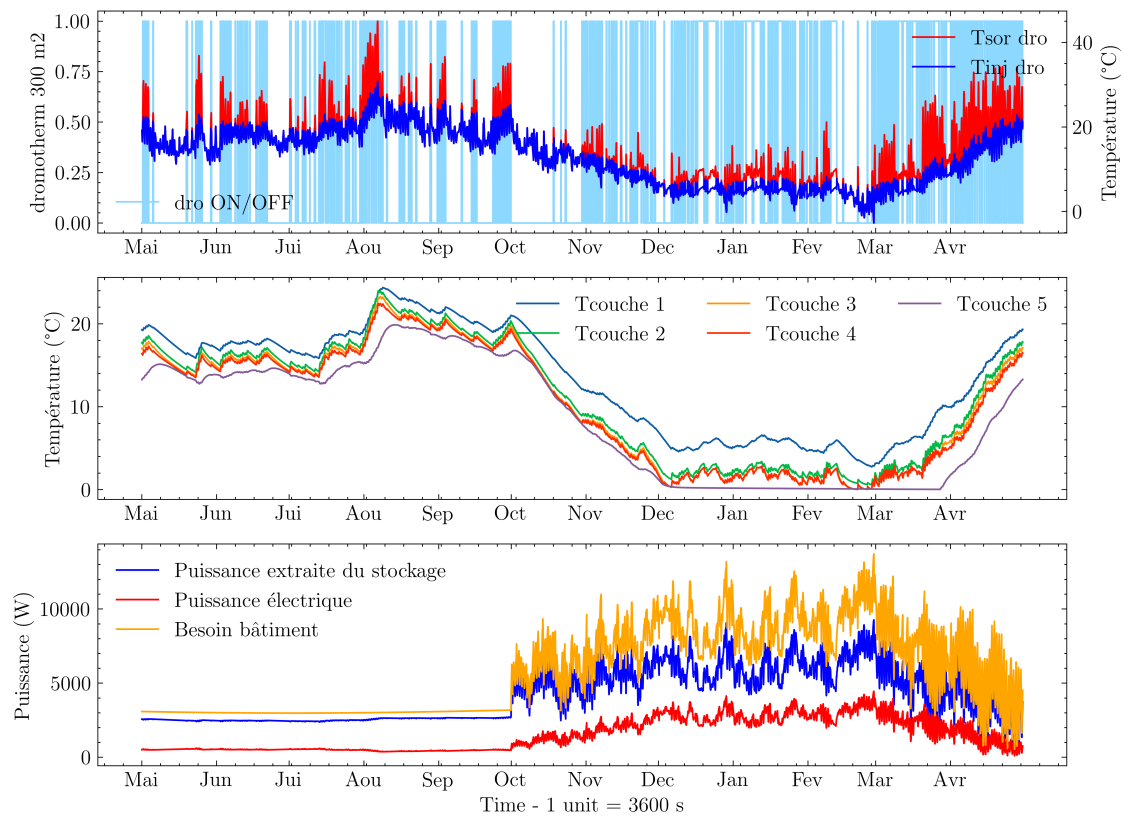


FIGURE 4.27 – Simulation du système à Rouen

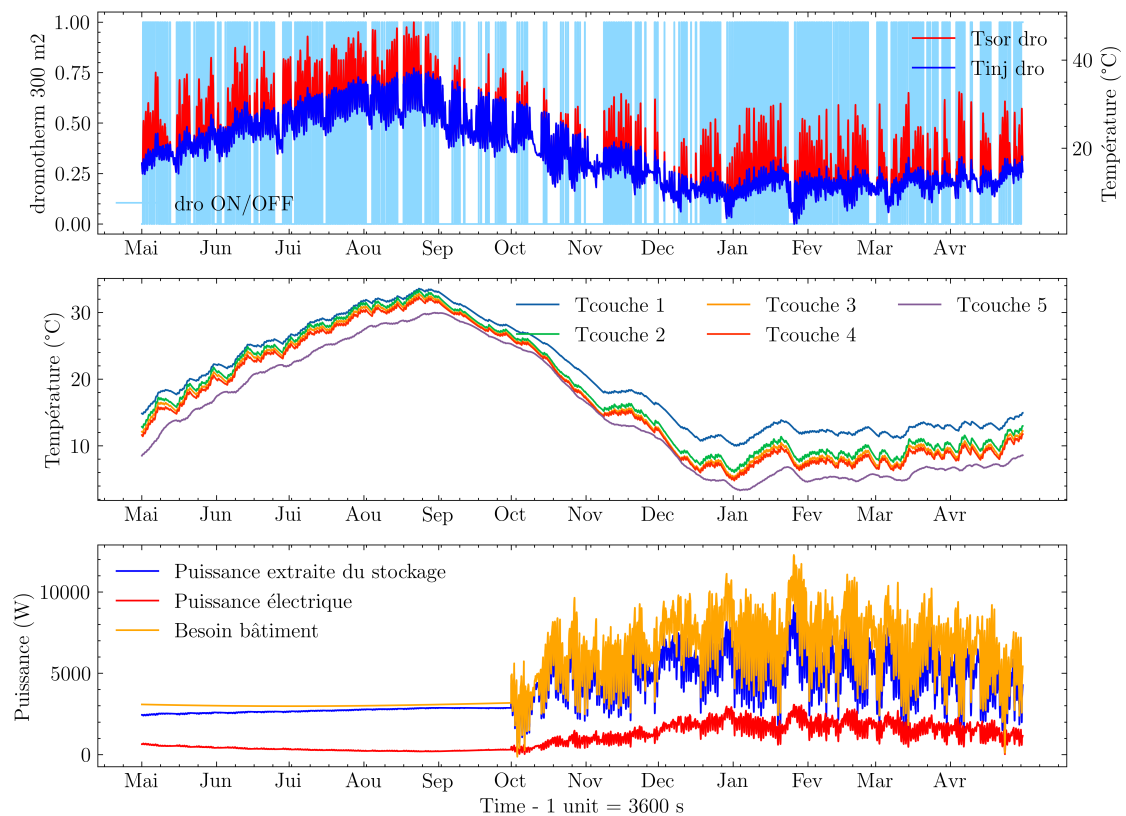


FIGURE 4.28 – Simulation du système à Perpignan

Le tableau 4.2 compare les températures de l'échangeur thermique routier et du stockage pour les 3 implantations géographiques.

TABLEAU 4.2 – Comparaison des résultats entre Chambéry, Rouen et Perpignan

	Chambéry	Rouen	Perpignan
Température max route (°C)	47	45	48
Température max stockage (°C)	30	24	33
Température min stockage (°C)	0	0	3
Épaisseur de glace (cm)	175	98	0

Le tableau 4.3 compare les performances du système pour les 3 implantations géographiques

TABLEAU 4.3 – Comparaison des performances du système entre Chambéry, Rouen et Perpignan

	Chambéry	Rouen	Perpignan
Énergie récupérée (kWh)	38134	33670	37460
Énergie stockée (kWh)	38134	33670	37460
Énergie extraite PAC (kWh)	41460	37592	36247
Énergie électrique (kWh)	13178	13336	8898
Consommation habitat (kWh)	54638	50929	45146
COP moyen annuel PAC	6.5	4,7	7

Les performances du système apparaissent d'autant plus intéressantes que le climat est ensoleillé. Sous les climats chauds comme Perpignan où les besoins en rafraîchissement en été peuvent devenir importants, la question de la recharge thermique du stockage par la pompe en mode rafraîchissement peut devenir intéressante, limitant ainsi les nuisances sonores et les impacts thermiques des climatisation air-air en été. Ce faisant, la surface de l'échangeur thermique routier et les coûts d'investissement induits peuvent être réduits et améliorant alors la rentabilité du système. Inversement, le déficit d'ensoleillement sous les climats tempérés comme en Normandie pourrait être compensé en augmentant le ratio surface échangeur thermique routier / surface habitable. La question du dimensionnement optimal de l'installation ne peut être traitée de manière générique et nécessite d'être étudiée au cas par cas en partant sur la base d'un dimensionnement nominal tel que proposé dans cette étude.

4.8 Conclusion

Dans ce dernier chapitre, nous avons développé un modèle complet du système intégrant différentes briques énergétiques : le stockage thermique enterré, le bâtiment, la Pompe à Chaleur (PAC) et le capteur thermique routier. Les simulations effectuées ont montré que la récupération d'une partie de l'énergie thermique des chaussées, permet de répondre aux besoins de chaleur du bâtiment tout au long de l'année. Nous avons observé que le système s'adapte et se comporte de manière similaire, que ce soit pour une maison individuelle ou un petit collectif. L'impact de différents paramètres sur les performances du dispositif a été étudié. Il a permis de proposer un prédimensionnement du système permettant de répondre aux besoins d'habitats individuels ou collectifs répondant aux normes énergétiques de la réglementation actuelle et implantés sur le territoire métropolitain français. Ce prédimensionnement met en œuvre une surface de capteur thermique routier voisine de 1/4 de la superficie de la surface habitable, un volume de stockage thermique $0,375 \text{ m}^3$ par m^2 de surface habitable. Un dimensionnement plus fin doit alors être réalisé en tenant compte des spécificités du climat et des besoins énergétiques du bâtiment (besoins en rafraîchissement, apports solaires,...).

Conclusion générale

Cette étude a exploré un système novateur de valorisation de l'énergie solaire thermique pour répondre aux besoins de chauffage et de production d'eau chaude sanitaire des bâtiments. S'inscrivant dans la continuité des premiers travaux initiés au Cerema, notre recherche a débuté par une revue bibliographique des systèmes de chaussées récupératrices d'énergie solaire existants à travers le monde. Nous avons constaté que la plupart de ces systèmes utilisent des tuyauteries intégrées dans le corps de la chaussée pour la circulation du fluide caloporteur, ce qui rend notre approche innovante en utilisant un enrobé drainant pour cette circulation. Elle permet d'augmenter sensiblement les transferts thermiques entre la chaussée et le fluide caloporteur tout en étant compatible avec des interventions sur la route. Cette solution nécessite des voiries horizontales, ce qui est le cas des milieux urbains implantés en fond de vallée comme à Chambéry.

Un aspect crucial de notre système est le stockage de l'énergie solaire, permettant de valoriser l'énergie thermique abondante en été pour le chauffage des bâtiments en hiver et la production d'eau chaude sanitaire tout au long de l'année. Notre revue de littérature a ainsi porté sur les différentes méthodes de stockage inter-saisonnier de la chaleur basse température pouvant être mis en œuvre pour des maisons individuelles et des petits collectifs, à des coûts supportables, et compatibles avec les prochaines contraintes environnementales en termes d'artificialisation des sols. Notre étude a permis de sélectionner des systèmes de type PTES implanté à la base des bâtiments. Afin de pouvoir tirer parti de la chaleur de changement de phase au cœur de l'hiver, le choix du matériau s'est porté sur du sable saturé en eau. Différentes méthodes de modélisation des transferts thermiques avec changement de phase ont été identifiées pour modéliser notre stockage en vue de pouvoir développer un outil de simulation et de dimensionnement des systèmes.

La construction de notre plateforme expérimentale a été réalisée avec la collaboration et l'expertise de divers partenaires du projet. Cette plateforme comprend une chaussée de 30 m^2 installée sur une avenue circulante à Savoie Technolac, associée à un stockage thermique souterrain de 32 m^3 de sable saturé en eau, ainsi qu'un bâtiment témoin représentatif d'un bâtiment à basse consommation d'énergie (BBC) de 120 m^2 . Différents circuits hydrauliques permettent de connecter thermiquement l'échangeur thermique routier au stockage puis au bâtiment via une pompe à chaleur. Différents procédés constructifs ont pu être testés en vue de l'industrialisation du système, en particulier au niveau de l'échangeur thermique routier et du stockage thermique. Les différentes étapes de construction,

depuis la pose des différentes couches de la chaussée jusqu'à l'installation du bâtiment témoin en passant par la construction et l'isolation du stockage, sont décrites dans le chapitre 2. Le dispositif a été instrumenté de différents capteurs pour mesurer les températures, les débits, la puissance électrique, ainsi que les données météo.

Différents essais ont été menés sur notre démonstrateur, en mode de décharge avec ou sans prise en glace partielle, et de recharge du stockage. Ces essais ont généré une quantité importante de données, nous permettant de valider notre modèle de stockage thermique. Des problèmes de fuites au niveau de l'échangeur thermique routier n'ont malheureusement pas permis d'étudier expérimentalement la performance du système sur une saison entière.

Un modèle thermique du système a été développé intégrant l'échangeur thermique routier, le stockage thermique, ainsi que les différentes boucles hydrauliques et la pompe à chaleur. La modélisation simplifiée mise en œuvre permet à la fois de bien prendre en compte les phénomènes physiques à l'échelle de l'échangeur thermique routier et du stockage, et des temps de calcul réduits sur des temps de simulations pouvant aller sur plusieurs années. Les comparaisons des résultats du modèle aux résultats expérimentaux ont permis de montrer l'aptitude du modèle à estimer de manière fiables les performances du système. Des simulations annuelles ont été réalisées et ont permis de montrer la viabilité du système. Les résultats de ces simulations ont montré que nous pouvions chauffer efficacement un bâtiment BBC de 120 m^2 en utilisant la chaussée et le stockage construits, avec une performance notable de la pompe à chaleur atteignant un COP moyen annuel de 6.5. Des observations similaires ont été faites pour un bâtiment collectif dix fois plus grand que la maison BBC, pour lequel des études paramétriques ont permis de définir des recommandations quant à la taille du capteur routier et du stockage nécessaires.

En conclusion, notre étude démontre le potentiel de notre système pour fournir un chauffage efficace et écologique à partir de l'énergie solaire thermique. Les résultats obtenus encouragent le déploiement de telles technologies, en particulier dans des régions à fort ensoleillement comme le sud de la France, où les performances seraient optimales.

Perspectives

Cette thèse a permis d'étudier le système Route-Stockage-Bâtiment dans sa globalité. A travers cette étude, nous avons pu valider au travers de la simulation thermique dynamique la viabilité du système. Cependant, des défis persistent tant au niveau de certains aspects techniques compatibles avec une industrialisation du système, que de l'optimisation du procédé.

- Perspectives technologiques

Coté capteur thermique routier, une première solution technique a pu être testée au niveau de l'alimentation et la collecte de l'eau de l'échangeur via la mise en œuvre de caniveaux préfabriqués en béton. La mise en œuvre de cette solution peut s'avérer délicate sur de grandes longueurs de chaussée. Des solutions alternatives incluant une distribution et une collecte d'eau interne à la chaussée sont à tester.

Le dispositif est équipé d'un système d'auto-vidange de l'échangeur thermique routier lorsque le système est à l'arrêt, permettant de mettre le système en sécurité en particulier lors des périodes de gel. Ce dispositif nécessite des volumes de stockage important qu'il faudrait pouvoir réduire. Une solution alternative serait de pouvoir faire circuler une solution antigel dans l'enrobé, supprimant ces problèmes de vidange. La solution mise en œuvre doit cependant être viable économiquement et environnementalement en cas de fuite.

Le stockage thermique met en œuvre des couches de sables séparées par des échangeurs spiralés reliés alternativement à la pompe à chaleur et à l'échangeur thermique routier. Il pourrait être intéressant d'étudier l'opportunité de regrouper entre deux couches de sables les deux échangeurs spiralés comme cela commence à se faire dans les nouveaux échangeurs stockeurs.

Nous avons étudié le comportement du système pour des maisons individuelle ou des petits collectifs pour lesquels des stockages de type PTES sont pertinents. Aussi, pour des bâtiments plus importants ou à l'échelle d'un quartier, des stockages sur sondes de type BTES pourraient être plus adaptés. Il serait intéressant d'étudier ces solutions pour des systèmes à plus grande échelle.

- Optimisation

Si les premières études de tendance ont permis de proposer des premières lois de dimensionnement, une étude d'optimisation globale plus poussée du système serait

bienvenue pour affiner le dimensionnement du procédé.

Nous avons développé un modèle 1D de transfert de chaleur dans le stockage avec des hypothèses simplificatrices. Il pourrait être intéressant de mettre en œuvre des modèles 2D voire 3D pour mieux prendre en compte les transferts de chaleur au niveau du sol et voir dans quelle mesure des effets convectifs pourraient se développer dans le stockage. Un logiciel comme COMSOL pourrait permettre de réaliser ces simulations. Les résultats pourraient être intégrés dans le modèle 1D simplifié pour la réalisation de simulations pluriannuelles.

La régulation du système constitue également une piste de travail importante à creuser pour optimiser le comportement énergétique du système. Il convient en effet, comme nous l'avons vu précédemment, de réduire les consommations énergétiques annexes qui grèvent la performance du système. Ceci doit être fait en regard du coût d'accès à l'énergie qui peut fortement varier d'un moment à l'autre.

- Étude tecnico-économique

Pour finir, l'étude technique réalisée devra être complétée par une étude technico-économique permettant de statuer quant aux coûts d'investissement et de fonctionnement de tels systèmes en vue de statuer quant à leur rentabilité.

Bibliographie

- [1] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. *Net Zero by 2050 : A Roadmap for the Global Energy Sector*. Rapp. tech. International Energy Agency, 2021.
- [2] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. *European Union 2020 : Energy Policy Review*. Rapp. tech. International Energy Agency, 2020.
- [3] European COMMISSION et Directorate-General for CLIMATE ACTION. *Going climate-neutral by 2050 – A strategic long-term vision for a prosperous, modern, competitive and climate-neutral EU economy*. Publications Office, 2019. DOI : doi/10.2834/02074.
- [4] ROUTES DE FRANCE. *Etat de la route, Rapport annuel*. Rapp. tech. Routes de France, 2022.
- [5] ADEME. *Bâtiment : Les chiffres clés*. Rapp. tech. Ademe, 2013.
- [6] Hao WANG, Abbas JASIM et Xiaodan CHEN. “Energy harvesting technologies in roadway and bridge for different applications–A comprehensive review”. In : *Applied energy* 212 (2018), p. 1083-1094.
- [7] Mohammadreza GHOLIKHANI et al. “A critical review of roadway energy harvesting technologies”. In : *Applied Energy* 261 (2020), p. 114388.
- [8] J WANG, F XIAO et H ZHAO. “Thermoelectric, piezoelectric and photovoltaic harvesting technologies for pavement engineering”. In : *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 151 (2021), p. 111522.
- [9] Hengwu HU et al. “Solar pavements : A critical review”. In : *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 152 (2021), p. 111712.
- [10] Sinan LI, Tao MA et Dengjia WANG. “Photovoltaic pavement and solar road : A review and perspectives”. In : *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 55 (2023), p. 102933.
- [11] Bochao ZHOU et al. “A review on solar pavement and photovoltaic/thermal (PV/T) system”. In : *Transportation Research Part D : Transport and Environment* 93 (2021), p. 102753.

-
- [12] Ando Ny Aina RANDRIANTSOA et al. “Recent advances in hybrid energy harvesting technologies using roadway pavements : a review of the technical possibility of using piezo-thermoelectrical combinations”. In : *International Journal of Pavement Research and Technology* 16.4 (2023), p. 796-821.
- [13] Domenico VIZZARI et al. “Pavement energy harvesting technologies : A critical review”. In : *RILEM Technical Letters* 6 (2021), p. 93-104.
- [14] Niloufar ZABIHI et Mohamed SAAFI. “Recent developments in the energy harvesting systems from road infrastructures”. In : *Sustainability* 12.17 (2020), p. 6738.
- [15] Pratik JAISWAL et al. “Harvesting heat energy using geothermal and hydronic pavements for sustainable cities : A comprehensive review of an emerging idea”. In : *Sustainable Cities and Society* (2023), p. 104539.
- [16] Vanesa BOBES-JESUS et al. “Asphalt solar collectors : A literature review”. In : *Applied Energy* 102 (2013), p. 962-970.
- [17] CN PAPADIMITRIOU, CS PSOMOPOULOS et Fotini KEHAGIA. “A review on the latest trend of Solar Pavements in Urban Environment”. In : *Energy Procedia* 157 (2019), p. 945-952.
- [18] Pablo PASCUAL-MUÑOZ et al. “Thermal and hydraulic analysis of multilayered asphalt pavements as active solar collectors”. In : *Applied energy* 111 (2013), p. 324-332.
- [19] Domenico VIZZARI et al. “Extracting heat energy through the road pavement : a novel solution with porous concrete”. In : *ISCR 2023-14th International Symposium on Concrete Roads*. 2023, p. 1-13.
- [20] Bijan ADL-ZARRABI, Raheb MIRZANAMADI et Josef JOHNSON. “Hydronic pavement heating for sustainable ice-free roads”. In : *Transportation Research Procedia* 14 (2016), p. 704-713.
- [21] Pan PAN et al. “A review on hydronic asphalt pavement for energy harvesting and snow melting”. In : *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 48 (2015), p. 624-634.
- [22] Rajib B MALLICK, Bao-Liang CHEN et Sankha BHOWMICK. “Harvesting energy from asphalt pavements and reducing the heat island effect”. In : *International Journal of Sustainable Engineering* 2.3 (2009), p. 214-228.
- [23] Taher GHALANDARI, Navid HASHEMINEJAD, Cedric VUYE et al. “A critical review on large-scale research prototypes and actual projects of hydronic asphalt pavement systems”. In : *Renewable Energy* 177 (2021), p. 1421-1437.
- [24] John W LUND. “Reconstruction of a pavement geothermal deicing system”. In : *Geo-Heat Center Quarterly Bulletin* 20.1 (1999), p. 14-17.
- [25] Walter J EUGSTER. “Road and bridge heating using geothermal energy. Overview and examples”. In : *Proceedings European geothermal congress*. T. 2007. 2007.
-

-
- [26] S ASFOUR et al. "Hydrothermal modeling of porous pavement for its surface de-freezing". In : *Applied Thermal Engineering* 107 (2016), p. 493-500.
- [27] Sarah ASFOUR. "Récupération d'énergie dans les chaussées pour leur maintien hors gel". Thèse de doct. Université Blaise Pascal-Clermont-Ferrand II, 2016.
- [28] Sarah ASFOUR, Frédéric BERNARDIN et Evelyne TOUSSAINT. "Experimental validation of 2D hydrothermal modelling of porous pavement for heating and solar energy retrieving applications". In : *Road Materials and Pavement Design* 21.3 (2020), p. 666-682.
- [29] Sarah ASFOUR et al. "Chaussées hors gel et récupératrices d'énergie". In : *Revue Générale des Routes et de l'Aménagement-RGRA* 940 (2016), p. 62-67.
- [30] Abdulrahman DAHASH et al. "Advances in seasonal thermal energy storage for solar district heating applications : A critical review on large-scale hot-water tank and pit thermal energy storage systems". In : *Applied Energy* 239 (2019), p. 296-315.
- [31] S LAUNAY et al. "Analysis strategy for multi-criteria optimization : Application to inter-seasonal solar heat storage for residential building needs". In : *Energy* 171 (2019), p. 419-434.
- [32] Harry MAHON et al. "A review of thermal energy storage technologies for seasonal loops". In : *Energy* 239 (2022), p. 122207.
- [33] Francesco BALDI et al. "A preliminary study on the application of thermal storage to merchant ships". In : *Energy Procedia* 75 (2015), p. 2169-2174.
- [34] Kokouvi Edem N'Tsoukpoe N'TSOUKPOE. "Étude du stockage à long terme de l'énergie solaire thermique par procédé d'absorption LiBr-H₂O pour le chauffage de l'habitat". Thèse de doct. Université de Grenoble, 2012.
- [35] Yuan TIAN et Chang-Ying ZHAO. "A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications". In : *Applied energy* 104 (2013), p. 538-553.
- [36] Luisa F CABEZA et al. "Perspectives on thermal energy storage research". In : *Energy* 231 (2021), p. 120943.
- [37] Alice TOSATTO, Abdulrahman DAHASH et Fabian OCHS. "Simulation-based performance evaluation of large-scale thermal energy storage coupled with heat pump in district heating systems". In : *Journal of Energy Storage* 61 (2023), p. 106721.
- [38] Burcu KOÇAK, Ana Ines FERNANDEZ et Halime PAKSOY. "Review on sensible thermal energy storage for industrial solar applications and sustainability aspects". In : *Solar Energy* 209 (2020), p. 135-169.
- [39] Kapil NARULA et al. "Simulation method for assessing hourly energy flows in district heating system with seasonal thermal energy storage". In : *Renewable Energy* 151 (2020), p. 1250-1268.
-

-
- [40] Dirk MANGOLD et Laure DESCHAINTE. “Seasonal Thermal Energy Storage : Report on state of the art and necessary further R+ D”. In : *IEA SHC Task 45* (2015).
- [41] Thomas SCHMIDT et al. “Design aspects for large-scale pit and aquifer thermal energy storage for district heating and cooling”. In : *Energy Procedia* 149 (2018), p. 585-594.
- [42] B AKHMETOV et al. “Thermal energy storage systems–review”. In : *Bulg. Chem. Commun* 48 (2016), p. 31-40.
- [43] Vahab ROSTAMPOUR et al. “Aquifer Thermal Energy Storage (ATES) smart grids : Large-scale seasonal energy storage as a distributed energy management solution”. In : *Applied Energy* 242 (2019), p. 624-639.
- [44] Yang WANG, Fengshou ZHANG et Fang LIU. “Thermo-hydro-mechanical (THM) coupled simulation of the land subsidence due to aquifer thermal energy storage (ATES) system in soft soils”. In : *Journal of Rock Mechanics and Geotechnical Engineering* (2023).
- [45] Ruben STEMMLE et al. “Potential of low-temperature aquifer thermal energy storage (LT-ATES) in Germany”. In : *Geothermal Energy* 10.1 (2022), p. 1-25.
- [46] J MITALI, S DHINAKARAN et AA MOHAMAD. “Energy storage systems : A review”. In : *Energy Storage and Saving* (2022).
- [47] Paul FLEUCHAUS et al. “Worldwide application of aquifer thermal energy storage– A review”. In : *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 94 (2018), p. 861-876.
- [48] Basar BOZKAYA et Wim ZEILER. “The effectiveness of night ventilation for the thermal balance of an aquifer thermal energy storage”. In : *Applied Thermal Engineering* 146 (2019), p. 190-202.
- [49] Matthijs BONTE, Boris M VAN BREUKELEN et Pieter J STUYFZAND. “Environmental impacts of aquifer thermal energy storage investigated by field and laboratory experiments”. In : *Journal of water and climate change* 4.2 (2013), p. 77-89.
- [50] Geir EGGEN et Geir VANGSNES. “Heat pump for district cooling and heating at Oslo Airport Gardermoen”. In : *Proceedings 8th IEA Heat Pump Conference, Las Vegas, Nevada*. T. 30. 2005.
- [51] Wjib SOMMER et al. “The impact of aquifer heterogeneity on the performance of aquifer thermal energy storage”. In : *Water Resources Research* 49.12 (2013), p. 8128-8138.
- [52] Paul FLEUCHAUS et al. “Performance analysis of aquifer thermal energy storage (ATES)”. In : *Renewable Energy* 146 (2020), p. 1536-1548.
- [53] Lihua GAO et al. “A review on system performance studies of aquifer thermal energy storage”. In : *Energy Procedia* 142 (2017), p. 3537-3545.
-

-
- [54] Glenn BAXTER, Panarat SRISAENG et Graham WILD. “An assessment of airport sustainability, part 2—energy management at Copenhagen Airport”. In : *Resources* 7.2 (2018), p. 32.
- [55] Habibollah SADEGHI, Ramin JALALI et Rao Martand SINGH. “A review of borehole thermal energy storage and its integration into district heating systems”. In : *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 192 (2024), p. 114236.
- [56] AJ KALLESØE et T VANGKILDE-PEDERSEN. “Underground Thermal Energy Storage (UTES)—State-of-the-Art”. In : *Example Cases and Lessons Learned : HEATS-TORE Project Report* (2019).
- [57] B SIBBET et D MCCLENAHAN. “Seasonal borehole thermal energy storage—guidelines for design & construction”. In : *Natural Resources : Hvalsoe, Denmark* (2015).
- [58] Lihua GAO, Jun ZHAO et Zipeng TANG. “A review on borehole seasonal solar thermal energy storage”. In : *Energy procedia* 70 (2015), p. 209-218.
- [59] Li ZHU et Sarula CHEN. “Sensitivity analysis on borehole thermal energy storage under intermittent operation mode”. In : *Energy Procedia* 158 (2019), p. 4655-4663.
- [60] Bruce SIBBITT et al. “The performance of a high solar fraction seasonal storage district heating system—five years of operation”. In : *Energy Procedia* 30 (2012), p. 856-865.
- [61] Lucio MESQUITA et al. “Drake landing solar community : 10 years of operation”. In : *ISES conference proceedings*. 2017, p. 1-12.
- [62] Willy VILLASMIL, Ludger J FISCHER et Jörg WORLITSCHKEK. “A review and evaluation of thermal insulation materials and methods for thermal energy storage systems”. In : *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 103 (2019), p. 71-84.
- [63] Shaghayegh DANEHKAR et Hossein YOUSEFI. “A comprehensive overview on water-based energy storage systems for solar applications”. In : *Energy Reports* 8 (2022), p. 8777-8797.
- [64] Aynur UCAR et Mustafa INALLI. “Thermal and economic comparisons of solar heating systems with seasonal storage used in building heating”. In : *Renewable Energy* 33.12 (2008), p. 2532-2539.
- [65] Christoph BOTT, Ingo DRESSEL et Peter BAYER. “State-of-technology review of water-based closed seasonal thermal energy storage systems”. In : *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 113 (2019), p. 109241.
- [66] Amaya V NOVO et al. “Review of seasonal heat storage in large basins : Water tanks and gravel–water pits”. In : *Applied Energy* 87.2 (2010), p. 390-397.
- [67] R KÜBLER, N FISCH et E HAHNE. “High temperature water pit storage projects for the seasonal storage of solar energy”. In : *Solar Energy* 61.2 (1997), p. 97-105.
-

-
- [68] Chun CHANG et al. “Investigation on transient cooling process in a water heat storage tank with inclined sidewalls”. In : *Energy Procedia* 142 (2017), p. 142-147.
- [69] Anders Juhl KALLESØE, Thomas VANGKILDE-PEDERSEN et Luca GUGLIELMETTI. “HEATSTORE–Underground Thermal Energy Storage (UTES)-State of the Art, Example Cases and Lessons Learned”. In : *Proceedings World Geothermal Congress*. 2020, p. 1.
- [70] Matthieu MARTINELLI. “Stockage d’énergie thermique par changement de phase– Application aux réseaux de chaleur”. Thèse de doct. Université Grenoble Alpes, 2016.
- [71] Yutong XIANG et al. “A comprehensive review on pit thermal energy storage : Technical elements, numerical approaches and recent applications”. In : *Journal of Energy Storage* 55 (2022), p. 105716.
- [72] Xavier MOCH. “Etude théorique et expérimentale d’échangeurs géothermiques hélicoïdaux : Production de chaud et de froid par pompe à chaleur, et dimensionnement d’installations”. Thèse de doct. Grenoble, 2013.
- [73] Yvan DUTIL et al. “A review on phase-change materials : Mathematical modeling and simulations”. In : *Renewable and Sustainable Energy reviews* 15.1 (2011), p. 112-130.
- [74] Tao ZHANG et al. “Review of the modeling approaches of phase change processes”. In : *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 187 (2023), p. 113724.
- [75] Maxime THONON et al. “Towards a better analytical modelling of the thermodynamic behaviour of phase change materials”. In : *Journal of Energy Storage* 32 (2020), p. 101826.
- [76] Shuli LIU, Yongcai LI et Yaqin ZHANG. “Mathematical solutions and numerical models employed for the investigations of PCM’s phase transformations”. In : *Renewable and Sustainable energy reviews* 33 (2014), p. 659-674.
- [77] Adèle Soupert SOUPART-CARON. “Stockage de chaleur dans les Matériaux à Changement de Phase”. Thèse de doct. Université Grenoble Alpes, 2015.
- [78] Xavier MOCH et al. “Geothermal helical heat exchangers : comparison and use of two-dimensional axisymmetric models”. In : *Applied thermal engineering* 73.1 (2014), p. 691-698.
- [79] Parham ESLAMI-NEJAD et Michel BERNIER. “Freezing of geothermal borehole surroundings : A numerical and experimental assessment with applications”. In : *Applied Energy* 98 (2012), p. 333-345.
- [80] Theodore L BERGMAN et al. *Introduction to heat transfer*. John Wiley & Sons, 2011.
-

- [81] Hugo VIOT. “Modélisation et instrumentation d’un bâtiment et de ses systèmes pour optimiser sa gestion énergétique”. Thèse de doct. Bordeaux, 2016.
- [82] Yanfei LI et al. “Grey-box modeling and application for building energy simulations- A critical review”. In : *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 146 (2021), p. 111174.
- [83] ADEME. *Guide technique-Les besoins d’eau chaude sanitaire en habitat individuel et collectif*. Rapp. tech. 2012, p. 1-6.
- [84] Prince SEVI et al. “Etude d’un système de valorisation de l’énergie thermique des routes pour les besoins des bâtiments”. In : *Actes du Congrès annuel de la SFT 2022* 30 (2022).

Annexes



Fiches techniques

A.1 Fiche technique de la PAC Geolia

Caractéristiques techniques & performances						
DÉSIGNATION	UNITE	ATLANTIC GEOLIA 5	ATLANTIC GEOLIA 7	ATLANTIC GEOLIA 10	ATLANTIC GEOLIA 13	ATLANTIC GEOLIA 17
Référence		522 452	522 453	522 454	522 455	522 456
Réfrigérant		R410A	R410A	R410A	R410A	R410A
Charge	g	900	950	1 450	1 700	2 300
Quantité en tonne équivalent CO ₂	t	2	2	3	4	5
CARACTÉRISTIQUES GÉNÉRALES - CHAUFFAGE AVEC SONDE EXTERIEURE						
Classe énergétique - chauffage [35 °C / 55 °C] - Eau pure		A+++ / A+++	A+++ / A+++	A+++ / A+++	A+++ / A+++	A+++ / A+++
Puissance thermique [35 °C / 55 °C] - Eau pure	kW	8 / 8	11 / 10	15 / 14	18 / 16	25 / 23
Consommation annuelle d'énergie - chauffage [35 °C / 55 °C] - Eau pure	kWh	3138 / 3973	4323 / 4997	5225 / 6242	6912 / 7576	9051 / 10272
Classe énergétique - chauffage [35 °C / 55 °C] - Eau glycolée		A++ / -	A++ / -	A++ / -	A++ / A++	A++ / A++
Puissance thermique [35 °C / 55 °C] - Eau glycolée	kW	6 / -	8 / -	12 / -	14 / 13	19 / 18
Consommation annuelle d'énergie - chauffage [35 °C / 55 °C] - Eau glycolée	kWh	3369 / -	4074 / -	5644 / -	6386 / 7546	8604 / 10337
EFFICACITÉ ÉNERGÉTIQUE NOMINALE SAISONNIÈRE						
Produit avec sonde extérieure - chauffage [35 °C / 55 °C] - Eau pure	%	213 / 153	194 / 151	233 / 179	212 / 164	219 / 177
Produit - chauffage [35 °C / 55 °C] - Eau pure	%	211 / 151	194 / 149	231 / 177	210 / 164	217 / 176
Produit avec sonde extérieure - chauffage [35 °C / 55 °C] - Eau glycolée	%	157 / -	155 / -	166 / -	179 / 142	179 / 136
Produit - chauffage [35 °C / 55 °C] - Eau glycolée	%	155 / -	153 / -	164 / -	177 / 140	177 / 136
Puissance acoustique (intérieur) ⁽¹⁾	dB(A)	56	57	56	55	55
CARACTÉRISTIQUES GÉNÉRALES						
Puissance calorifique +10°C-7°C / +30°C-35°C - PCR	kW	7,14	9,37	13,33	16,78	22,13
Cap +10°C-7°C / +30°C-35°C - PCR	kW	4,86	5,29	5,38	5,70	5,21
Puissance calorifique +10°C-7°C / +40°C-45°C - RBT	kW	6,62	8,86	12,55	15,99	21,40
Cap +10°C-7°C / +40°C-45°C - RBT	kW	3,81	4,04	4,18	4,35	4,21
Puissance calorifique +10°C-7°C / +47°C-55°C - RHT	kW	6,57	8,72	11,75	15,59	20,14
Cap +10°C-7°C / +47°C-55°C - RHT	kW	3,26	2,87	3,34	3,33	3,54
Puissance calorifique +0°C-3°C / +30°C-35°C - PCR	kW	5,64	7,02	10,08	12,63	16,63
Puissance absorbée +0°C-3°C / +30°C-35°C - PCR	kW	1,43	1,82	2,48	2,91	3,86
Cap +0°C-3°C / +30°C-35°C - PCR	kW	3,94	3,86	4,06	4,35	4,31
Puissance calorifique +0°C-3°C / +40°C-45°C - RBT	kW	5,13	6,56	9,28	12,12	16,01
Cap +0°C-3°C / +40°C-45°C - RBT	kW	3,09	2,92	3,14	3,50	3,51
Puissance calorifique +0°C-3°C / +47°C-55°C - RHT	kW	-	-	-	11,86	15,41
Cap +0°C-3°C / +47°C-55°C - RHT	kW	-	-	-	2,92	2,80
Puissance appoint électrique	kW	-	-	4,5 (3 étages 1,5 kW)	-	-
MODULE						
Niveau sonore ⁽²⁾	dB(A)	49	49	49	48	48
Poids à vide / en eau	kg	140 / 145	150 / 155	155 / 160	175 / 180	185 / 190
RENSEIGNEMENTS HYDRAULIQUES						
Contenance vase expansion capteur	L	12	12	12	18	18
Contenance vase expansion chauffage	L	12	12	12	18	18
Quantité en eau minimum par circuit chauffage	L	100	120	150	200	250
Débit mini. circuit chauffage (ΔT=10°C)	l/h	550	700	1 000	1 300	1 700
Débit mini. circuit capteur (ΔT=5°C)	l/h	750	900	1 100	1 700	2 200
RACCORDEMENTS ÉLECTRIQUES						
Alimentation	V / Hz	230 / 50	230 / 50	230 / 50	400 3ph + N 50	
Consommation de veille	W	4,9	4,9	4,9	7,8	7,8
Intensité max. compresseur ⁽³⁾	A	12,80	15,40	20,50	9,90	12,50
Intensité max. PAC ⁽⁴⁾	A	13,30	15,90	21,00	10,00	13,50
Intensité max. appoints électriques ⁽⁵⁾	A	19,50	19,50	19,50	6,5	6,5
Intensité max. PAC + appoints électriques + pompes	A	32,80	35,40	40,50	16,50	20,00
Csa phi		0,98	0,85	0,93 ⁽⁶⁾	0,93	0,9
Calibre disjoncteur recommandé PAC (courbe D) / Calibre disjoncteur recommandé appoint (courbe C) ⁽⁷⁾	A	25 / 25	25 / 25	25 / 25	20 / 25	20 / 25
Calibres d'alimentation PAC / appoints élec.	mm ²	306 / 306	306 / 306	306 / 306	502,5 / 506	502,5 / 506
Courant de démarrage	A	< 30A	< 30A	< 30A	< 30A	< 30A
RACCORDEMENTS HYDRAULIQUES						
Diamètres Entrée et Sortie circuit chauffage (filetage mâle)	pouce	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4
Diamètres Entrée et Sortie circuit capteur (filetage mâle)	pouce	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4
Diamètres Sortie PECS	pouce	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4
PLAGE DE FONCTIONNEMENT						
Température mini / maxi retour eau glycolée capteur	°C	-10/+25 °C départ 50 °C max	-10/+25 °C départ 55 °C max	-7/+25 °C départ 55 °C max	-7/+25 °C départ 60 °C max	-7/+25 °C départ 60 °C max

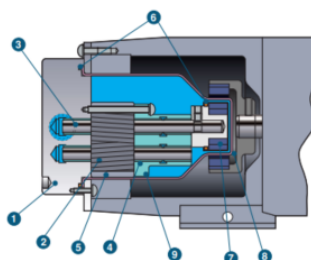
(1) Puissance acoustique à 0 / 35 °C selon ENR 12102-1.
 (2) Niveau de pression sonore à 5 m de l'appareil à 0/35 °C selon EN ISO 11003.
 (3) Courant indiqué par phase pour PAC + appoints.
 (4) Impédance maxi tolérée : 0,25 ohm.
 (5) Calibre disjoncteur à adapter selon puissance d'appoints autorisés.

A.2 Fiche technique de la pompe de relevage IWAKI



Construction et matériau

N°	Pièce	Matériau
1	Corps de pompe	INOX316
2	Engrenages	PTFE/PEEK
3	Axe	SUS316
4	Palier	GFRPTFE, (CF+PTFE) PPS
5	Carter	INOX316
6	Joint torique	FKM
7	Capotule magnétique	INOX316, FKM
8	Corps arrière	INOX316
9	Soutien de palier	INOX316



Identification

1	2	3	1. Modèle	R15
MDG - R15	T	220	2. Matériau des engrenages/ Plage de température	T : engrenages PTFE, Palier GFRPTFE / 0-45°C P : engrenages PEEK, Palier (CF+PTFE) PPS / 0-45°C K : engrenages PTFE, Palier GFRPTFE / 0-95°C C : engrenages PEEK, Palier (CF+PTFE) PPS / 0-95°C
			3. Moteur	220 : AC220 - 240V, 115 : AC115V

Spécifications

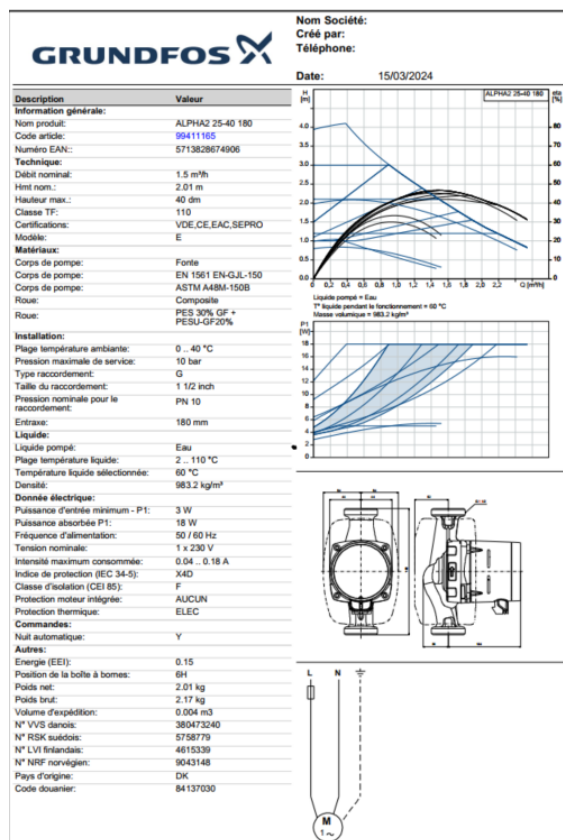
Moteurs standard conformes aux spécifications IWAKI. Tous les modèles sont également disponibles avec des moteurs à bride IEC

50/60Hz

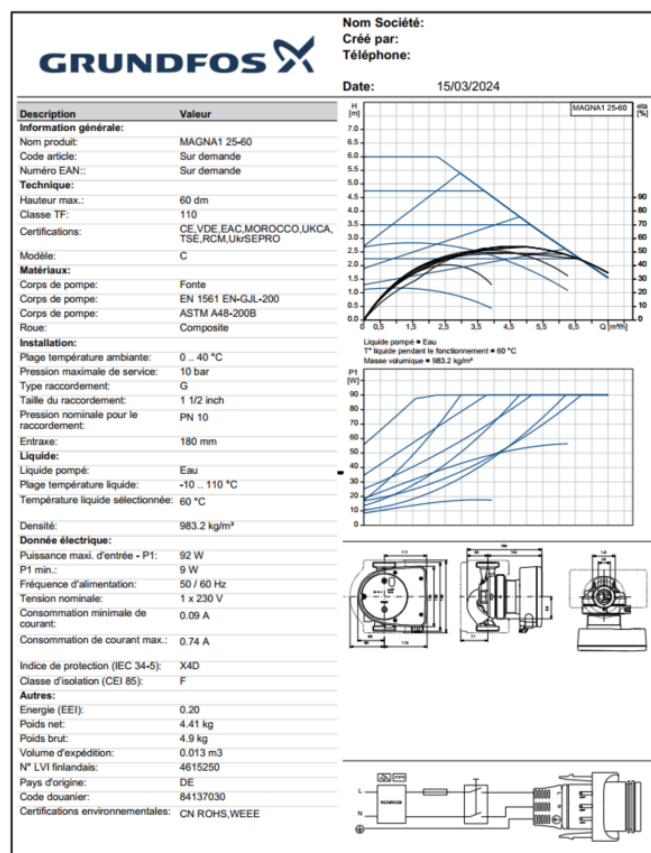
Modèle	Raccordement	Débit maximum L/min	Pression maximale MPa	Vide maximal kPa	Plage de température °C	Limite viscosité mPa.s	Moteur	Poids kg
MDG-R15T220	Rc3/8	14/17	0.3	5.3	0 - 45	30	AC220 - 240V, 150/180W	7.8
MDG-R15P220								
MDG-R15K220	Rc3/8	12,5/15	0.3	8.0	0 - 95	30	AC220 - 240V, 150/180W	7.8
MDG-R15C220								

*Les performances de la pompe peuvent varier en fonction de la nature du fluide.

A.3 Fiche technique du circulateur GRUNDFOS ALPHA2



A.4 Fiche technique du circulateur GRUNDFOS MAGNA1



A.5 Fiche technique du ventilo-convecteur



TÉLÉCOMMANDE DE SÉRIE



- Conception optimisée de la circulation de l'air; améliore l'efficacité du ventilateur et permet un fonctionnement avec un bas niveau sonore.
- Débit d'air optimisé qui contribue à une distribution de température et d'humidité uniforme.
- Purgeur d'air pour un fonctionnement fiable.

MODÈLE		FANCOIL M 20	FANCOIL M 25	FANCOIL M 36	FANCOIL M 42
Code		3IGR7300	3IGR7301	3IGR7302	3IGR7303
Référence		FP-34BA3/D-K(E)	FP-51BA3/D-K(E)	FP-68BA3/D-K(E)	FP-85BA3/D-K(E)
Puissance restituée	Froid (kW)	2	2,3	3,6	4
	Chaud (kW)	2,3	2,8	4,1	4,5
Puissance absorbée (kW)		0,05	0,05	0,06	0,066
Tension d'alimentation (V / I / Hz)		220 - 240 / 1 / 50	220 - 240 / 1 / 50	220 - 240 / 1 / 50	220 - 240 / 1 / 50
Débit d'air (m³/h)		282 - 360	367 - 550	532 - 680	617 - 850
Débit d'eau (L/s)		0,111	0,125	0,167	0,195
Perte de pression Débit d'eau (Pa)		12	16	16	-
Liaisons hydrauliques (Po. DN)		1/2 (25)	1/2 (25)	1/2 (25)	1/2 (25)
Condensat Liaisons hydrauliques (Po. DN)		5/8 (15,6)	5/8 (15,6)	5/8 (15,6)	5/8 (15,6)
Pression acoustique (dB(A))		35	40	43	48
Produit Longueur / hauteur / largeur (mm)		845 / 275 / 180	845 / 275 / 180	940 / 298 / 200	940 / 298 / 200
Emballage Longueur / hauteur / largeur (mm)		915 / 355 / 255	915 / 355 / 255	1010 / 380 / 285	1010 / 380 / 285
Poids net / brut (kg)		11 / 14	11 / 14	13 / 17	13 / 17

MODE	CONDITIONS DE TEST (TEMPÉRATURE)			
	Extérieures		Eau	
	BS (°C)	BH (°C)	Démarrage (°C)	Arrêt (°C)
Mode Froid	27	19	7	12
Mode Chaud	20	-	45	40

A.6 Fiche technique du bain thermostatique

LAUDA

Proline heating thermostats

11 Technical data and diagrams

The figures have been determined according to DIN 12876

		Heating thermostats						
		P 5 C	P 8 C	P 18 C	P 26 C	P 40 C	P 50 C	P 12 C
Working temp. range (WT) ①	°C	35 — 300	35 — 300	30 — 300	30 — 300	30 — 300	30 — 300	30 — 300
WT with water cooling	°C	20 — 300	20 — 300	20 — 300	20 — 300	20 — 300	20 — 300	20 — 300
Operating temperature range ②	°C	-30 — 300	-30 — 300	-30 — 300	-30 — 300	-30 — 300	-30 — 300	-30 — 300
Ambient temperature range	°C	5...40						
Relative humidity		maximum relative humidity 80 % for temperatures up to 31 °C, decreasing linearly to 50 % relative humidity at 40 °C						
Storage temperature range	°C	-20...50						
Setting resolution	°C	Master: 0.1 / 0.01; Command: 0.01				Master: 0.01; Command: 0.01	Master: 0.1 / 0.01; Command: 0.01	
Display resolution	°C	Master: 0.01 Command: 0.1 / 0.01 / 0.001			Master: 0.1 / 0.01 Command: 0.1 / 0.01		Master: 0.01 Command: 0.1 / 0.01 / 0.001	
Absolute accuracy		±0.2 K can be calibrated additionally (→ Section 1.2 last point)						
Temperature stability	K	±0.01						
Pump type / number of power levels		Pressure/ suction pump, 8 power levels						
Discharge pressure max.	bar	0.7 at Pump Power Level 8						
Intake suction max.	bar	0.4 at Pump Power Level 8						
Flow rate max. (pressure)	l/min	25 at Pump Power Level 8						
Flow rate max. (suction)	l/min	23 at Pump Power Level 8						
Hose connections	mm	M16 x 1 / 13						
Bath volume from...to	L	3.5 — 5.5	5.5 — 8	12.5 — 19	18 — 27	30 — 37	35 — 53	6.5 — 13.5
Bath opening B x L	mm	150 x 150	150 x 150	300 x 200	300 x 350	250 x 270	300 x 750	150 x 150
Bath depth	mm	200			450	200	320	
Usable bath depth	mm	180			430	180	300	
Height to top of bath	mm	254			530	260	374	
Overall dims. W x D	mm	200 x 260	200 x 360	370 x 410	370 x 560	320 x 545	1025 x 350	220 x 360
Height	mm	454 ③				710 ③	454 ③	574 ③
Weight	kg	12	14	19	24	24.3	24	16
Heater power / power consumption								
230 V; 50/60 Hz	KW	3.5 / 3.6						
115 V; 60 Hz	KW	1.8 / 1.8						
200 V; 50/60 Hz	KW	2.8 / 2.9			—		2.8 / 2.9	
100 V; 50/60 Hz	KW	1.4 / 1.4			—		1.4 / 1.4	
208 — 220 V; 60 Hz	KW	3.5 / 3.6			—		3.5 / 3.6	
Class of protection		IP 21				IP 20		IP 21

① on pump output step 1. ② with external cooling. ③ put-on Command Remote Control: 56 mm higher.

B

Coefficients a, b et c

Considérons une couche de sable saturé en eau i du stockage situé entre les positions $z_{i-1/i}$ et $z_{i/i+1}$. Le profil de température dans cette couche en fonction de la position est un polynôme de degré 2 .

$$T_i(z, t) = a_i(t)z^2 + b_i(t)z + c_i(t) \quad (\text{B.1})$$

La température moyenne de la couche i est donnée par l'équation B.2.

$$\langle T_i(z, t) \rangle = \frac{1}{z_{i/i+1} - z_{i-1/i}} \int_{z_{i-1/i}}^{z_{i/i+1}} T_i(z, t) \cdot dz \quad (\text{B.2})$$

soit

$$\langle T_i(z, t) \rangle = \frac{a_i(t) \cdot \left(z_{i/i+1}^2 + z_{i/i+1} \cdot z_{i-1/i} + z_{i-1/i}^2 \right)}{3} + \frac{b_i(t) \cdot (z_{i/i+1} + z_{i-1/i})}{2} + c_i(t) \quad (\text{B.3})$$

Les conditions de température aux bords de la couche i sont données par les équations B.4 et B.5.

$$T_{i-1/i}(z, t) = a_i(t)z_{i-1/i}^2 + b_i(t)z_{i-1/i} + c_i(t) \quad (\text{B.4})$$

$$T_{i/i+1}(z, t) = a_i(t)z_{i/i+1}^2 + b_i(t)z_{i/i+1} + c_i(t) \quad (\text{B.5})$$

En combinant les équations B.3, B.4 et B.5 on obtient les coefficients $a_i(t)$, $b_i(t)$ et $c_i(t)$.

$$c_i(t) = \frac{c_1}{c_2} \quad (\text{B.6})$$

avec :

$$c_1 = z_{i/i+1} \cdot z_{i-1/i} (z_{i-1/i} - z_{i/i+1}) \cdot \left[z_{i-1/i}^2 \cdot \langle T_i(z, t) \rangle - \frac{(z_{i/i+1}^2 + z_{i/i+1} \cdot z_{i-1/i} + z_{i-1/i}^2)}{3} \cdot T_{i-1/i}(z, t) \right] - \left[\frac{z_{i-1/i}^3 + z_{i/i+1} \cdot z_{i-1/i}^2 - 2z_{i-1/i} \cdot z_{i/i+1}^2}{6} (T_{i/i+1}(z, t) * z_{i-1/i}^2 - T_{i-1/i}(z, t) * z_{i/i+1}^2) \right]$$

et

$$c_2 = (z_{i/i+1} - z_{i-1/i}) \cdot \frac{z_{i-1/i}^4 - 2 \cdot z_{i/i+1} \cdot z_{i-1/i}^3 + z_{i-1/i}^2 z_{i/i+1}^2}{6} \quad (\text{B.7})$$

$$b_i(t) = \frac{(z_{i-1/i}^2 \cdot T_{i/i+1}(z, t) - z_{i/i+1}^2 \cdot T_{i-1/i}(z, t)) - (z_{i-1/i}^2 - z_{i/i+1}^2) \cdot c_i(t)}{z_{i-1/i} \cdot z_{i/i+1}^2 (z_{i-1/i} - z_{i/i+1})} \quad (\text{B.8})$$

$$a_i(t) = \frac{T_{i-1/i}(z, t) - z_{i-1/i} \cdot b_i(t) - c_i(t)}{z_{i-1/i}^2} \quad (\text{B.9})$$

Données sur le bâtiment

Composant	Épaisseur (cm)	$\lambda(W/m.K)$	$\rho (kg/m^3)$	$C_p (J/kg.K)$
Enveloppe				
Bois	4	0.18	750	1600
Isolant	10	0.038	60	1030
Plaque de plâtre	1.3	0.25	825	1000
Surface(m^2)	44,58			
Résistance thermique (K/W)	0,0652			
Capacité thermique (Wh/K)	804			
Plancher				
Béton	20	2	2500	1000
Polystyrène	20	0.038	50	1450
Surface(m^2)	20			
Résistance thermique (Wh/K)	0,2682			
Capacité thermique (Wh/K)	2858			
Toit				
Isolant	20	0.38	60	1030
Plaque de plâtre	1.3	0.25	825	1000
Surface(m^2)	20			
Résistance thermique (K/W)	0.2658			
Capacité thermique (K/W)	128			
Fenêtres(K-LINE Frappe KL-FP teinte clair en vitre)				
Nombre	2			
Surface(m^2)	3.5			
Résistance thermique (K/W)	1.369			
Porte(Porte pleine en bois de couleur sombre)				
Nombre	1			
Surface(m^2)	1.89			
Résistance thermique (K/W)	1.347			