UNIVERSITÉ DE STRASBOURG

École doctorale

Mathématiques, Sciences de l'information
et de l'ingénieur | ED 269

Université de Strasbourg

ÉCOLE DOCTORALE MATHEMATIQUES, SCIENCES DE L'INFORMATION ET DE L'INGENIEUR – ED269

Icube Laboratoire des sciences de l'ingénieur, de l'informatique et de l'imagerie UMR7357

THÈSE présentée par :

Lucas Striegel

soutenue le : 17 décembre 2024

pour obtenir le grade de : Docteur de l'université de Strasbourg

Discipline/ Spécialité : Energétique, Génie des procédés

Etudes numérique et expérimentale de récupérateurs d'eaux pluviales enterrés géothermiques pour le rafraîchissement passif des bâtiments

THÈSE dirigée par :

M. NOWAMOOZ Hossein Professeur des universités, INSA Rennes

M. HOARAU Yannick Professeur des universités, Université de Strasbourg

RAPPORTEURS:

M. INARD Christian Professeur des universités, Université de La Rochelle

M. GINESTET Stéphane Professeur des universités, INSA de Toulouse

AUTRES MEMBRES DU JURY:

M. PEUPORTIER Bruno Directeur de recherche émérite, Mines Paris - PSL

M. CUI Yun-Jun Professeur des universités, ENPC Paris

Mme. BLOND Nadège
 M. BOUVENOT Jean-Baptiste
 M. WALTHER Edouard
 Directrice de recherche CNRS, Université de Strasbourg
 Maître de conférences, INSA Strasbourg (Encadrant)
 Docteur-Ingénieur, Agrégé, INSA Strasbourg (Encadrant)

INVITÉS:



Remerciements

Ce manuscrit de thèse, fruit de trois années de travail, n'aurait pu voir le jour sans un ensemble d'expériences, d'opportunités mais surtout de personnes. J'aimerais, à travers ces quelques lignes, leur rendre hommage et les remercier.

Je tiens à remercier les membres du jury de s'être déplacés jusqu'à Strasbourg, au prix de levés aux aurores, de repas sautés ou de changements de transport de dernière minute. Merci à Christian Inard et Stéphane Ginestet d'avoir accepté de relire et rapporter ce manuscrit de thèse. Merci à eux et aux rapporteurs, Yun-Jun Cui, Nadège Blond et Bruno Peuportier, pour les échanges stimulants qui ont suivi la soutenance : un éventail conséquent de perspectives de recherche s'ouvre à moi.

Bruno, j'aimerais profiter de ce moment pour te dire un grand merci : tu m'as fait confiance pour mon projet de fin d'étude et pour le projet PowerRoad par la suite. Ta rigueur, ton exemplarité et ta bienveillance resteront pour moi un modèle à suivre dans mon activité de recherche. Encore désolé d'être reparti des Mines sans y faire de thèse mais le rappel de l'Alsace était trop fort.

Jean-Baptiste, tu as su me faire confiance pour ce projet de thèse, merci. Merci de m'avoir accordé la liberté dans ma recherche tout en y apportant le cadre nécessaire à sa réussite. Merci pour tous nos échanges scientifiques fructueux notamment au cours de nos "sorties capteurs".

Merci à Hossein pour la direction de cette thèse. Tu m'as apporté de précieux conseils pour comprendre le monde de la recherche. Merci pour ta confiance et tes encouragements. Yannick, merci d'avoir accepté d'être mon directeur de thèse éphémère pour me permettre de soutenir à Strasbourg, et ce malgré tous tes engagements déjà prenants au sein d'Icube.

Edouard, ton arrivée en septembre 2022 a mis un coup de boost bienvenue à la fin de la première année de thèse. Merci pour le livre de référence et les astuces python, ton enthousiasme, tes encouragements et le compagnonnage.

Ce projet de recherche a aussi été rendu possible grâce à Damien Marcel, qui a choisi de "partager" son concept Rainergy avec nous. Merci pour ton engagement en faveur de l'environnement et la résilience des bâtiments, la profession a besoin de personnes comme toi. J'aimerais également remercier les familles Gasnier et Schneider qui ont accepté de nous ouvrir leur porte et leur système Rainergy. Merci Marion pour ta disponibilité et Yann pour ta bonne humeur et ton volontarisme.

Au cours de mes premières années de recherche, j'ai eu la chance de travailler avec un certain nombres de personnes qui ont influencé mon parcours, mes choix.

Au CES, où j'ai fait mes premiers pas, merci à toi, Patrick, pour ta bienveillance et m'avoir appris à savourer chaque victoire. Aurore, merci d'avoir "ouvert la voie", merci pour les tous bons moments partagés à Paris et d'être venue assister à ma soutenance. Rachna, Mija, Long, Michaël, Stéphane, Charbel, merci pour tous nos échanges et d'avoir partagé vos expériences qui m'ont permis d'aborder cette thèse avec sérénité et réalisme.

A l'INSA Strasbourg, merci aux collègues de m'avoir accueilli et intégré à l'équipe

pédagogique. Merci à Benjamin pour ton engagement et pour ces conversations où l'on a refait le monde. Bernard pour ta pédagogie et ta bienveillance. Marie-Hélène pour ta spontanéité, ta bonne humeur à toute épreuve, ton arrivée a apporté un nouveau souffle à l'équipe. François pour ton humour caustique. Denis pour toutes tes histoires. Ahmed pour ta disponibilité et gentillesse.

Merci aux autres doctorants et postdocs qui ont partagé le quotidien. Merci au bureau GE : Inès, Théo, Franco pour les repas du midi. Merci à Léo pour l'organisation des sorties TRIO-GCE. Camille, Vincent et Étienne pour m'avoir aiguillé lorsque j'étais "à l'arrache" sur les deadline ICube.

Enfin, l'aboutissement d'une thèse est certainement dû à un environnement de travail propice, mais j'estime qu'il doit également être accompagné par une vie personnelle épanouie. Merci à tous ceux qui m'ont permis de garder l'équilibre en partageant des soirées, des week-ends, des voyages ou des messages.

Merci aux anciens de l'INSA, Flo, Xav, Coco, Julian pour les bières à parler projets et apparts. Hélène et Justin, les colocs, merci de m'avoir accompagné dans mon aventure parisienne.

Merci aux Affranchis et Fris'beer, mes équipes d'ultimate. Merci Taner de m'avoir fait découvrir ce sport plein de positivité. Coco, Marilou, Kelly pour votre investissement dans le bureau. Anto, Cyrielle et tant d'autres pour votre énergie et bonne humeur sur le terrain et en dehors.

Merci à Sniper, Eminem, IAM, NTM, Orelsan, Cabrel, Balavoine, Phil Collins et d'autres pour m'avoir accompagné dans les longues heures de travail.

Un énorme merci au Flood, ce groupe qui m'accompagne depuis le lycée et même avant pour certains. A nos vacances, soirées, barbecues, bars, jdr, fondues, cinés..! En particulier, merci à Nico, Esther et Cyrille pour notre coloc strasbourgeoise qui m'a apporté plein de belles discussions et de beaux moments.

Merci à toute ma famille de m'avoir accompagné de près ou de loin dans cette aventure. Merci à mes parents de m'avoir toujours laissé libre de me construire, mes grand-parents de m'avoir transmis leur éducation, mon frère pour être là quand j'en ai besoin.

Enfin Camille, toi qui partages ma vie, tu m'as aidé à finir ce manuscrit à 3h du matin en corrigeant inlassablement toutes mes fautes. Tu m'apportes joie, tendresse et douceur. Merci d'être à mes côtés et de construire avec moi notre petit cocon.

Table des matières

Ta	able d	es mat	ières	vii
N	omen	clature		хi
ln	trodu			1
	1		rte général	
	2	Princip	pe du système étudié : Rainergy	10
1	État	de l'a	rt technologique - De la géothermie au stockage d'eau de	
	pluie			13
	1	La géo	thermie, généralités et définitions	15
		1.1	L'origine de la géothermie, le feu de la Terre	15
		1.2	L'exploitation de la géothermie dans l'Histoire, de l'Antiquité à	
			nos jours	20
		1.3	Géothermie profonde, de la basse à la haute énergie	25
	2	La géo	thermie de surface, une ressource accessible	27
		2.1	Principe, définitions, données chiffrées	27
		2.2	Les différents capteurs géothermiques et assimilés	29
	3	De la g	géothermie au rafraîchissement passif	39
		3.1	Rafraîchissement passif, définition	39
		3.2	Rafraîchissement par ventilation naturelle	39
		3.3	Rafraîchissement radiatif	42
		3.4	Rafraîchissement évaporatif	45
		3.5	Rafraîchissement par geocooling	48
	4	Le sto	ckage d'eau de pluie, un enjeu pour une ressource en diminution .	50
		4.1	Les différentes utilisations de l'eau de pluie	53
		4.2	Un point de vigilance : la qualité de l'eau	57
		4.3	Différents types de stockage d'eau de pluie	58
	5	Solution	ons hybrides de production d'énergie - stockage d'eau de pluie	61
		5.1	Refroidissement actif et stockage d'eau de pluie	61
		5.2	Rafraîchissement passif et stockage d'eau de pluie	69
	6	Synthè	ese de l'état de l'art	76

viii Table des matières

2	Dis	positifs expérimentaux - Présentation, résultats, analyse	79
	1	Présentation des prototypes expérimentaux	81
		1.1 Localisation des prototypes	82
		1.2 Prototype 1 : Haguenau	82
		1.3 Prototype 2 : Eschbourg	85
		1.4 Prototype 3 : Saverne	86
	2	Présentation de la campagne de mesure	88
		2.1 Généralités : Acquisition continue	
		2.2 Spécificité : Acquisitions ponctuelles et divers	
	3	Résultats de l'étude expérimentale	93
		3.1 Analyse préliminaire par la matrice de Kendall	93
		3.2 Stratification de l'eau au sein de la cuve	
		3.3 Influence des précipitations sur la température de l'eau	
		3.4 Ambiance au sein de la cuve	103
		3.5 Performances du système en période estivale	104
		3.6 Performances du système en période hivernale	111
	4	Discussion sur les performances et conclusion	113
3	Мо	délisation du système - Construction et validation	17
	1	Périmètre de modélisation et cahier des charges	119
	2	Etat de l'art de la modélisation et choix de modèles	
		2.1 Modèles de température d'eau au sein d'un réservoir	121
		2.2 Modèles de convection et d'évaporation à surface libre	
		2.3 Modèles de sol	134
	3	Présentation des modèles utilisés	139
		3.1 Choix de l'outil	139
		3.2 Modélisation de la cuve et des échangeurs	
		3.3 Modèles de sol	154
	4	Résolution numérique	
		4.1 Équations à résoudre	165
		4.2 Techniques numériciennes	167
		4.3 Schéma de couplage	168
	5	Étude paramétrique sur le maillage et les conditions initiales	
		5.1 Réduction du domaine de simulation du sol	
		5.2 Équivalence entre pré-calcul du sol ou initialisation sinusoïdale de	
		la température?	175
	6	Paramètres d'importance - analyse de sensibilité	178
	7	Optimisation de paramètres en vue de la validation	183
	8	Validation par confrontation aux données expérimentales	184
4	Ana	alyse numérique du système	93
	1	Couplage système-bâtiment, quel impact du système Rainergy?	
		1.1 Construction d'un modèle SED de bâtiment sur TRNSYS	

Table des matières ix

		1.2	Couplage du modèle SED avec le modèle Rainergy	108
		1.3	Résultats sur le confort à l'intérieur des bâtiments	
	2		ions de fonctionnement, Rainergy pour tous les climats et en tout	. 201
	_	lieu?		206
		2.1	Un tour d'horizon de la France aujourd'hui	
		2.2	Et qu'en sera-t-il demain?	
		2.3	Le type de sol est-il limitant?	
		2.4	La régulation : en mode continu ou une régulation sur la tempé-	
			rature extérieure?	. 226
	3	Rainer	gy et la disponibilité de la ressource en eau	. 229
	4	Règles	de dimensionnement, quelle forme pour Rainergy?	. 234
		4.1	Étude sur l'impact de la profondeur d'enfouissement de la cuve	. 234
		4.2	Étude sur la capacité de la cuve	
		4.3	Étude sur le facteur de forme de la cuve	. 240
Co	nclus	sion et	perspectives	245
Α	Plar	ıs des l	pâtiments à Haguenau et Eschbourg	249
				249
	1		nau	
		Hague	nau	. 249
В	1 2	Haguer Eschbo		. 249
	1 2 Sch	Haguei Eschbo émas d	e principe des installations de Haguenau et Eschbourg	. 249 . 255 259
	1 2 Sch	Haguei Eschbo émas d	ourg	. 249 . 255
	1 2 Scho	Haguer Eschbo émas de rice de	e principe des installations de Haguenau et Eschbourg	. 249 . 255 259
c	1 2 Scho Mat	Haguer Eschbo émas de rice de ultats d	e principe des installations de Haguenau et Eschbourg Kendall pour la période estivale exclusivement	. 249 . 255 259
C D E	1 2 Scho Mat Rési Para	Haguer Eschbo émas de rice de ultats d nmètres	e principe des installations de Haguenau et Eschbourg Kendall pour la période estivale exclusivement le l'analyse de sensibilité s d'entrée des simulations de validation	. 249 . 255 259 261 263
C D	1 2 Scho Mat Rési Para	Haguer Eschbo émas de rice de ultats d nmètres	e principe des installations de Haguenau et Eschbourg Kendall pour la période estivale exclusivement le l'analyse de sensibilité	. 249 . 255 259 261

Nomenclature

Abréviations

BI	Daam	Irradiance
ŊΙ	beam	irradiance

DHI Diffuse Horizontal Irradiance

DNI Direct Normal Irradiance

GHI Global Horizontal Irradiance

ANSES Agence nationale de sécurité sanitaire de l'alimentation, de l'environnement et du travail

BRGM Bureau de Recherches Géologiques et Minières

CCP Climatic Cooling Potential

CGDD Commissariat Général au Développement Durable

COP Coefficient de performance

DGS Direction Générale de la Santé

ENR Énergie renouvelable

GMI Géothermie de minime importance

PAC Pompe à chaleur

RCP Representative Concentration Pathway

RMSE "Root Mean Square Error" - Erreur quadratique moyenne

Constantes

F Constante solaire $[W/m^2]$

Symboles grecs

 ΔP Pertes de charge [Pa]

 ΔT_a Amplitude annuelle de la température ambiante

 ΔT_j Amplitude journalière moyenne de la température ambiante

xii Nomenclature

```
Différence entre deux grandeurs X [SI]
\Delta X
        Rendement [-]
\eta
        Conductivité thermique [W/m/K]
λ
        Pulsation ou fréquence [s-1]
        Flux thermique [W]
\phi
        Densité de flux thermique [W/m²]
Indices
amb
        ambiance
        entrée
in
out
        sortie
fan
        ventilateur
Symboles romains
\Delta K_{nc} Index de stabilité K_{nc} [-]
\Delta Kt' Index de stabilité de K'_t[-]
        Débit massique [kg.s<sup>-1</sup>]
\dot{m}
        Diffusivité [m<sub>2</sub>/s<sub>-1</sub>]
a
        Masse d'air atmosphérique [-]
am
        Coefficient de transfert convectif [W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>]
h
        angle zénital [rad]
h_z
Ι
        Irradiation directe normale [W/m<sup>2</sup>]
        Rayonnement direct normal extraterrestre [W/m<sup>2</sup>]
I_0
K_t
        Index de clarté [-]
K'_t
        Index de clarté indépendant de l'angle zénithal [-]
K_{nc}
        Transmittance atmosphérique directe normale en ciel clair [-]
        Longueur caractéristique [m]
L_c
M
        Masse [kg]
P
        Puissance [W]
        Débit volumique [m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>]
Q_v
T
        Température [°C]
```

Nomenclature xiii

 T_{m_a} Température ambiante moyenne annuelle

UA Coefficient d'échange [W.K⁻¹]

w Teneur en eau [%]

 W_a Eau atmosphérique précipitable [mm]

 y_d Densité sèche [kg.m $^{-3}$]

Nombres adimensionnels

Bi Nombre de Biot $Bi = \frac{hL_c}{\lambda}$

Gr Nombre de Grashof, $Gr = \frac{g\beta L_c^3(T_p - T_f)}{
u^2}$

Nu Nombre de Nusselt, $Nu = \frac{h_{cv}L_c}{\lambda}$

Pr Nombre de Prandtl, $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$

Ra Nombre de Rayleigh, $Ra = \frac{g\beta L_c^3(T_p - T_f)}{\alpha \nu} = GrPr$

Re Nombre de Reynolds, $Re = \frac{vL_c}{\nu}$

1 Contexte général

L'énergie est le prérequis du changement.

L'avènement de l'ère industrielle dans la première moitié du XVIIIème siècle a incontestablement bouleversé le monde. L'exploitation des énergies fossiles, avec le charbon dès les années 1810, puis le pétrole au début du XXème siècle, a permis l'essor de la mondialisation et le développement de nos modes de vie actuels.

L'utilisation croissante et systématique des énergies fossiles nous a conduit à en devenir totalement dépendants. De nos déplacements à nos vêtements en passant par nos téléphones portables, chacun de nos biens, chacune de nos activités est issue d'une conversion d'énergie et de ressources. Dans notre monde en perpétuelle croissance (démographique, économique), la demande d'énergie et de ressources ne cesse de croître. Cependant, les énergies fossiles ne sont au final que de la matière organique accumulée, digérée et transformée par la chaleur et la pression des entrailles de la Terre durant des millions d'années. Ainsi, notre productivité énergétique n'est que le résultat de l'exploitation des organismes vivants à l'Ère Mesozoïque. Il ne fait alors aucun doute que les quantités de ressources fossiles sont bornées et qu'au vu de leur dynamique de formation, l'épuisement des stocks mènera à une fin contrainte et forcée de leur utilisation. Ainsi, sur une Terre avec une quantité de ressource définie, pourra-t-on toujours viser la croissance à tout prix?

A la fin des années 1960, Aurelio Peccei et Alexander King fondent le Club de Rome, un rassemblement de scientifiques, d'économistes, de politiques et même d'industriels, dans le but de discuter des problèmes à l'échelle mondiale, qu'ils soient sociétaux, économiques ou encore environnementaux. En 1972, le Club de Rome commande au *Massachusetts Institute of Technology* (MIT) un rapport examinant les conséquences d'une croissance économique continue dans un monde fini. Ce rapport, intitulé "Les limites à la croissance", "The limits to growth" en anglais dans le texte, est également connu sous le nom de rapport Meadows [Meadows *et al.*, 1972] d'après le nom des époux Meadows, auteurs principaux de ce rapport avec Jørgen Randers et William Behrens. Dans ce rapport, les auteurs alertent sur les effets possibles d'une croissance démographique et économique continue (ce qui n'est autre qu'une croissance de la consommation d'énergie

ou de ressources). Plusieurs scénarios sont envisagés, certains conduisant notamment à une hausse insupportable de la pollution ou à l'épuisement des matières premières. L'abandon d'une croissance exponentielle est une des caractéristiques communes aux différents scénarios qui évitent cet effondrement.

L'épuisement des ressources énergétiques (charbon, pétrole, gaz) est une notion plus complexe qu'une simple mesure des stocks disponibles sur Terre. On parle en général de pic pétrolier ou "peak oil" (il existe l'équivalent pour le charbon et le gaz). Il représente le moment où la production mondiale sera maximale et commencera son déclin, comme illustré sur la Figure 1. Étroitement lié aux techniques et coûts de production, à la demande mondiale et donc aux politiques étatiques, le pic pétrolier initialement prévu autour de 2006 a été décalé plusieurs fois du fait d'avancées techniques, le dernier en date étant l'exploitation du pétrole de schiste nord-américain. En 2024, l'Agence Internationale de l'Energie (AIE) [International Energy Agency, 2024] prévoit ce pic entre 2025 et 2030 selon les politiques adoptées par les États en terme de changement climatique.

Enfin prononcé! S'il est vrai que les énergies fossiles sont présentes en quantités limitées, une autre raison de leur réduction souhaitée (par tous?) tient aussi aux effets de leur utilisation sur le climat terrestre.

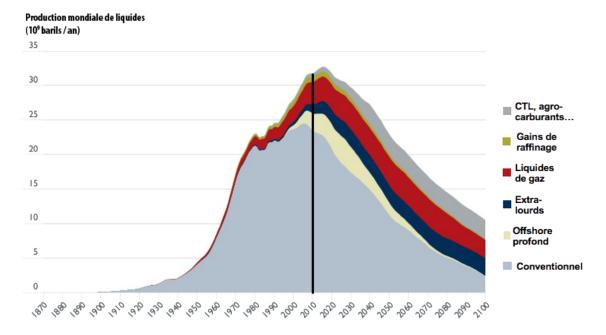


Figure 1 – Un exemple de graphique illustrant le pic pétrolier issu de [Bureau of Infrastructure, Transport and Regional Economics, 2009].

Le rapport Meadows aborde l'épuisement des ressources ou l'impact de l'Homme sur la biodiversité, mais il faut attendre 1979 et le rapport Charney [Charney et al., 1979], pour voir apparaître le réchauffement climatique comme conséquence de l'utili-

Contexte général 3

sation anthropique des énergies fossiles. Ce rapport atteste notamment de la robustesse des modèles météorologiques de l'époque qui prévoient une hausse de la température moyenne sur Terre de $+3^{\circ}C \pm 1,5^{\circ}C$. Neuf ans plus tard, en 1988, est créé le Groupe d'experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat (GIEC - en anglais IPCC pour Intergovernemental Panel on Climate Change). Son but est d'effectuer un travail de synthèse des travaux scientifiques et d'évaluer les causes, l'ampleur et les conséquences du changement climatique.

Dans son premier rapport [Houghton et al., 1990], le GIEC présente notamment les mécanismes du changement climatique. Le but n'est pas ici d'en fournir un exposé détaillé, mais de donner des clefs pour comprendre ce mécanisme. L'utilisation des énergies fossiles (leur combustion) - mais aussi des sources annexes comme l'agriculture ou la déforestation -, augmente le taux de CO₂ atmosphérique, et plus généralement la quantité de gaz à effet de serre (GES) (méthane, etc...). Ces gaz sont dits "à effet de serre" car, à l'instar des structures agricoles, ils rendent l'atmosphère moins transparente au rayonnement infrarouge émanant de la surface terrestre, la rendant habitable (sans cet effet de serre, la surface terrestre serait d'environ -18 °C). Une augmentation de la quantité de GES dans l'atmosphère renforce l'effet de serre qui accumule un surplus d'énergie dans cette dernière. Ce surplus induit une hausse globalisée (sur les mers et les continents) de la température de la Terre, voir Figure 2. On définit alors le forçage radiatif positif (ou négatif) comme étant la perturbation du flux thermique radiatif provoquée par la perturbation ou l'introduction d'un agent (comme l'augmentation de la concentration en GES) par rapport au flux de l'ère pré-industrielle.

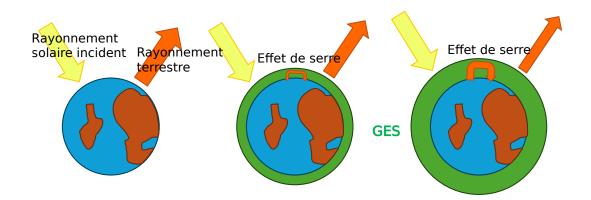


Figure 2 – Schéma de l'augmentation de l'effet de serre.

Les phénomènes physiques découlant de la hausse du taux de CO_2 atmosphérique sont complexes et engendrent des boucles de rétroaction positives. Ces boucles sont des phénomènes internes qui renforcent encore plus le réchauffement climatique. On peut citer, sans être exhaustif, la fonte des glaces qui engendre le remplacement d'une surface d'albédo élevé (qui réfléchit l'énergie solaire) par une surface d'albédo faible (-l'eau- qui va donc absorber encore plus l'énergie solaire et augmenter le forçage radiatif).

Il est nécessaire et important de mentionner ici que, d'une façon assez ironique, et presque au même moment de l'écriture de "Les limites à la croissance", certaines compagnies pétrolières (dont Exxon pour n'en citer qu'une) étaient parfaitement au courant des conséquences des activités humaines sur le climat. En 2015, [Banerjee et al., 2015] le journal en ligne *Inside Climate News* et [Jerving et al., 2015] le Los Angeles Times, révèlent que des études, datant des années 1977, prévoyaient déjà les changements observés actuellement.

Les conséquences du changement climatique vont au-delà d'une simple hausse des températures qui nous permettrait de nous promener plus souvent en t-shirt. [Masson-Delmotte et al., 2021] dans le sixième rapport du GIEC (groupe de travail I, dans la partie sur les bases scientifiques physiques), décrivent la façon dont le changement climatique affecte déjà et affectera les différentes régions du globe : périodes de canicule, fortes précipitations, sécheresses, mais aussi des phénomènes plus localisés comme des inondations, des feux (météorologiques) ou des submersions marines.

Dans ce même document, il est montré que toute émission de CO_2 a son importance et les effets du changement climatique seront plus marqués en fonction des quantités de CO_2 qui sont émises dès à présent. La Figure 3 montre notamment une quasi-linéarité entre le réchauffement terrestre et les émissions de CO_2 . Pour modéliser ces différentes quantités émises, plusieurs scénarios sont envisagés. Ils sont nommés RCP (*Representative Concentration Pathways* - scénarios représentatifs de concentration) et sont au nombre de 7 : RCP1.9, RCP2.6, RCP3.4, RCP4.5, RCP6, RCP7 et RCP8.5 (où les chiffres représentent la valeur du forçage radiatif en W.m⁻²).

Pour accompagner les scénarios tendanciels des impacts climatiques, des scénarios SSP (Shared Socioeconomic Pathways - scénarios socio-économiques communs), sont également définis et décrivent les potentielles futures sociétés, en tenant compte de grandes lignes directrices (croissance démographique, développements économiques et technologiques, politiques environnementales adoptées).

Sans vouloir entrer dans le détail de ces notions complexes, les projections balaient des possibles allant du SSP1-1.9 au SSP5-8.5 qui correspondent respectivement à un scénario à très faibles émissions de $\rm CO_2$ se basant sur la coopération internationale et les technologies vertes et un scénario à très fortes émissions de $\rm CO_2$ dans un monde en forte croissante avec une consommation d'énergies fossiles tous azimuts.

Considérant l'état des connaissances exposées ci-avant, il s'agit donc bien d'adapter les politiques pour guider les sociétés vers une réduction des émissions des gaz à effet de serre.

Contexte général 5

Every tonne of CO₂ emissions adds to global warming

Global surface temperature increase since 1850-1900 (°C) as a function of cumulative CO₂ emissions (GtCO₂)

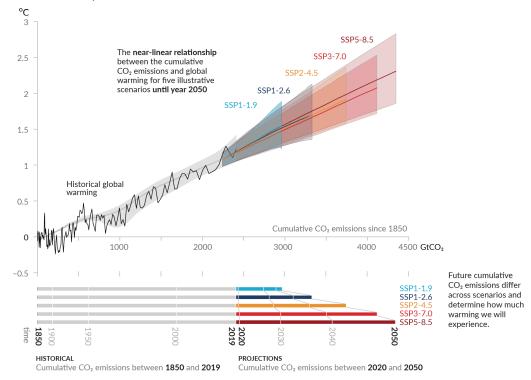


Figure 3 – Augmentation de la température terrestre dépendant des différents scénarios d'émission, tiré de [Masson-Delmotte *et al.*, 2021].

En France, les émissions de ${\rm CO}_2$ sont réparties au travers des différents secteurs. La Figure 4 montre la répartition de ces émissions. Le secteur du bâtiment est équivalent aux secteurs de l'agriculture et de l'industrie. Cependant, celui-ci pourrait être crédité d'émissions supplémentaires, telles que celles de la production d'électricité pour les usages internes aux bâtiments (affectées au secteur de l'énergie) ou celles issues des matériaux de construction (comptées pour l'industrie). Ainsi, en agrégeant ces autres usages, le poids du secteur du bâtiment monterait à près de 25~% des émissions totales.

En ligne avec des accords internationaux et européens, la France a mis en place plusieurs outils politiques et législatifs pour encadrer les émissions de gaz à effet de serre et lutter contre le changement climatique, et ce pour tous les secteurs.

Le document cadre de référence est la Stratégie Nationale Bas Carbone (SNBC) qui fixe les quotas carbone à plusieurs horizons, toujours en regard des émissions d'une année de référence (1990). La SNBC découle de la loi relative à la transition énergétique pour la croissance verte (LTECV - 17 août 2015). ¹

^{1.} J'ouvre ici une petite parenthèse pour faire remarquer le terme "croissance" dans l'intitulé de cette loi, avec les conséquences que chacun pourra tirer (cf. supra et le rapport Meadows).

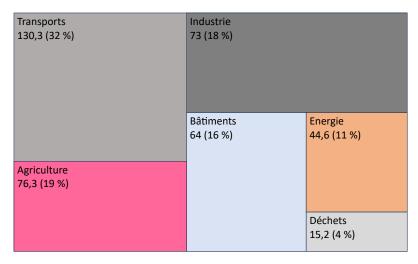


Figure 4 – Emissions carbone des différents secteurs de l'économie française (en millions de tonne de $CO_{2}e$) - chiffre CITEPA 2022, inspiré de "Les Echos"

Le grand objectif de la LTECV est la baisse des émissions de GES de 40% en 2030 par rapport à l'année 1990. Pour compléter concisément cette liste d'outils législatifs, la loi énergie-climat de 2019 vient compléter la LTECV, en ajoutant notamment l'objectif de neutralité carbone en 2050 (la neutralité signifie que l'ensemble des émissions est compensé par les puits de carbone, par exemple les forêts qui captent du CO_2). Pour atteindre cet objectif, les émissions devront être divisées par 6.

Tous les secteurs doivent donc contribuer à réduire leur impacts environnementaux. Les émissions étant majoritairement dues à la consommation d'énergie fossile (environ 90% en comptant la combustion et l'extraction - source : https://www.carbone4.com/). Les 10% restant sont dus à la biomasse (par les feux de forêt par exemple) ou à des procédés industriels sans combustion (comme dans la décarbonatation du calcaire pour produire le ciment). C'est donc sur l'énergie de façon générale qu'il faut agir.

Pour cela, trois piliers mis en avant par les travaux de l'association Négawatt sont à mettre en oeuvre : la sobriété des besoins, l'efficacité des processus et la production d'énergie renouvelable et décarbonée. L'ordre de ces notions est également important.

La sobriété vise à réduire les besoins à leur source même. Il s'agit de consommer moins, en priorisant les usages essentiels. Après réduction des besoins, l'efficacité vise à les satisfaire à moindre coût énergétique, en consommant l'énergie au mieux. Enfin, après réduction des besoins et de leurs consommations énergétiques, l'enjeu est de consommer une énergie propre et décarbonée en utilisant des énergies renouvelables.

Les énergies renouvelables sont considérées comme inépuisables à l'échelle du temps humain (même si le soleil finira par s'éteindre un jour) en opposition aux énergies fossiles dont le stock est limité. On peut citer l'énergie solaire, éolienne, hydraulique, marémotrice, géothermique ou la biomasse. Les énergies renouvelables émettent moins de GES

Contexte général 7

que les énergies fossiles (absence de combustion en général - sauf pour les produits de la biomasse) mais sont en général intermittentes, c'est-à-dire que leur production n'est pas totalement contrôlée et dépend de facteurs extérieurs cycliques (marée, soleil, ...) ou non (vent).

Très souvent, le coût environnemental d'une énergie renouvelable réside dans la construction d'infrastructures nécessaires, avec par exemple le raffinage du silicium pour la fabrication des panneaux solaires photovoltaïques, la production de béton pour les barrages ou pour l'implantation des éoliennes. Il reste cependant moindre que l'utilisation d'énergie fossile. À titre d'ordre de grandeur, l'énergie grise utilisée pour produire un panneau solaire photovoltaïque est remboursée en moins de deux ans sous nos latitudes [ADEME, 2022]. Sans rentrer dans le détail, le facteur d'émission en gCO₂ .kWh⁻¹ pour les différentes énergies d'origine renouvelable calculé par [Schlömer *et al.*, 2014] à partir d'une analyse de leur cycle de vie montre sans équivoque leur intérêt sur le plan du carbone émis (voir Tableau 1).

	Fac	teur d'émission [g	CO ₂ .kWh ⁻¹]
Technologies	Min	Médian	Max
Charbon	740	820	910
Gaz (cycle combiné)	410	490	650
Photovoltaïque (toiture)	26	41	60
Eolien (terrestre)	7	11	56
Hydroélectrique	1	24	2200
Nucléaire	3	12	110

Table 1 – Facteur d'émission sur le cycle de vie de différentes technologies de production électrique. [Schlömer et al., 2014]

La transition énergétique ouvre également un autre sujet critique que nous survolerons seulement. Les technologies nécessaires à l'installation des énergies renouvelables ont la particularité de demander un divers nombre de ressources qui sont potentiellement rares sur Terre (Terre rares, métaux, ...). Il est alors important de veiller à ne pas passer d'une dépendance énergétique à une dépendance des matières premières, et en particulier de certains métaux.

Mais qu'en est-il de la trajectoire de la France par rapport à ses objectifs de transition?

La SNBC établit en 2015 des objectifs pour les périodes 2015-2018, 2019-2023 et 2024-2028. Pour la période 2015-2018, l'objectif à atteindre en moyenne était de 442 Mt CO_2e/an . Les émissions réelles ont été mesurées à 456 Mt CO_2e/an . L'Etat a d'ailleurs été condamné pour préjudice écologique en octobre 2021 pour ce dépassement.

En 2019, la SNCB 2 met à jour la SNBC. Au vu de son relatif échec précédent (ou peut être pour d'autres raisons?), les budgets à court terme ont été revus à la hausse, tandis que les objectifs de long-terme sont plus ambitieux... Ainsi, le budget 2019-2023

passe de 399 à 422 Mt $\rm CO_2e/an$. Pour 2050, l'objectif initial de réduction des émissions d'un facteur 4, devient un objectif de neutralité carbone, soit une division par un facteur de plus de 6.

Les objectifs de la part des énergies renouvelables, fixés par la PPE (Programmation Pluriannuel de l'Energie), dans la part de consommation d'énergie sont de 23% et 33% pour les années 2020 et 2030, respectivement. En 2021, cette fraction s'élève à 19,3 % avec un retard avéré. Un article de The Conversation [Sebi et al., 2023] rappelle que la France est le seul pays de l'UE à ne pas avoir rempli ses objectifs et pointe notamment un manque de politiques nationales engagées et des délais de procédure trop longs, mais aussi un manque d'adhésion sociale pour certains projets, en particulier à cause des impacts sur le paysage ou le patrimoine.

Pour le secteur du bâtiment, la SNBC 2 (2019), fixe un objectif de réduction des GES de 49 % en 2030 par rapport à 2015 et la neutralité carbone en 2050.

Pour cela, l'Etat souhaite améliorer l'efficacité énergétique des bâtiments, en durcissant les régulations environnementales, et avec un objectif de 500 000 rénovations annuelles sur le parc de l'existant. En d'autres termes, il s'agit de réduire les besoins et de gagner en sobriété.

Or, avec le changement climatique évoqué précédemment, les vagues de chaleur seront de plus en plus fréquentes, sévères et longues. Le confort d'été dans les bâtiments est donc une problématique amenée à se développer, et les besoins, ici spécifiquement de climatisation ou de rafraîchissement, vont augmenter.

La première réponse à cette problématique est la même que pour celle répondant à la réduction des besoins de chauffage, à savoir l'isolation pour réduire les besoins. La sensibilisation des occupants à la gestion du bâtiment (protection solaire, surventilation nocturne,...) est également une piste de travail à envisager. Cependant, une solution classique, et de plus en plus employée pour améliorer le confort estival des bâtiments, est l'installation de climatisation.

Le marché connaît ainsi une hausse constante depuis 2014 avec un nombre d'unité vendu passant de 346 000 à plus de 800 000 en 2020 (chiffre Uniclima [ADEME et CODA Stratégies, 2021]). Ces chiffres ne prennent pas en compte les climatiseurs mobiles, qui se révèlent être en général plutôt un achat d'impulsion, dépendant des épisodes caniculaires (en témoigne un pic important en 2004 suite à la canicule). Corrélée à ce nombre de climatisations vendues, la consommation électrique liée au rafraîchissement augmente. De plus, ce type de système contribue également à l'effet de serre via les fluides frigorigènes utilisés dans le fonctionnement du système thermodynamique, dont le pouvoir de réchauffement global est bien plus important que celui du CO_2 .

Une autre solution serait le développement de ressources alternatives de production de froid. [Branchu et al., 2020] encouragent le développement de la géothermie, en particulier de surface, non seulement pour la production de chaleur mais également pour celle de froid. En plus du froid actif, la géothermie peut être employée comme solution dite de "rafraîchissement passif", en utilisant exclusivement la température du sol, sans

Contexte général 9

consommation énergétique.

La géothermie est une ressource renouvelable qui émet peu de CO₂. En effet, capter l'énergie diffuse du sous-sol nécessite une pompe à chaleur. Celle-ci va permettre de réhausser (ou d'abaisser) les températures stables du sous-sol pour les porter aux niveaux de température nécessaire aux usages des bâtiments (chauffage, climatisation, ...). L'apport d'énergie requis est relativement faible : on compte en général 1 kWh dépensé pour 4 kWh restitués. De plus, les pompes à chaleur consomment de l'électricité qui, en France est relativement décarbonnée (du fait du nucléaire) et qui devrait tendre vers des impacts encore plus faibles grâce au développement annoncé des ENR.

La géothermie présente également une stabilité et une capacité de pilotage très intéressantes en comparaison aux autres énergies renouvelables. De plus, la géothermie est une ressource locale et accessible sur la majorité du territoire, qui demande certes un investissement conséquent, mais qui s'intègre très facilement à son environnement, même en ville. En contrepartie, son énergie est plus diffuse que la ressource solaire par exemple [Graff et Anitivilo, 2023].

Le développement de la géothermie nécessite donc un effort de sensibilisation auprès du grand public d'une part, mais également un développement scientifique pour en optimiser son usage. Ces travaux de recherche essaient, à leur échelle, de contribuer à ce développement.

2 Principe du système étudié : Rainergy

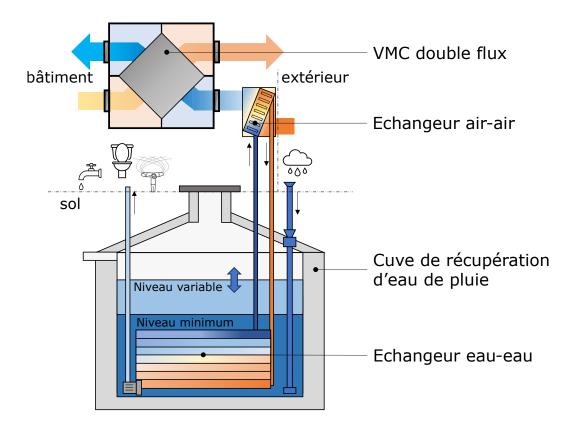


Figure 5 – Schéma du concept Rainergy.

Le système qui sera étudié tout au long de ce manuscrit est un système géothermique dont la base structurelle consiste en une cuve d'eau de pluie enterrée, qui peut être existante ou déjà en place. Initialement destiné à la collecte d'eau de pluie à des fins non potables, ce type de cuve sert également à soulager le réseau d'évacuation des eaux pluviales en jouant le rôle de tampon, notamment lors d'évènements pluvieux intenses.

En France, la législation sur la gestion de l'eau peut imposer localement la gestion de l'eau à la parcelle. Ce type de législation pourrait encourager à un déploiement plus large de telles cuves de récupération d'eau de pluie [Communauté d'Agglomération de Haguenau, 2017]. L'eau de pluie collectée dans la cuve est principalement utilisée pour l'arrosage et d'autres usages extérieurs. Elle peut aussi éventuellement être utilisée en intérieur, mais pour des usages encadrés, comme pour le nettoyage des sols ou pour l'alimentation des chasses d'eau.

Pour tirer partie de l'énergie stockée dans l'eau de la cuve et dans le sol environnant en tant que sous-produit, un échangeur de chaleur eau-eau (WWHX), hélicoïdal, est placé dans la cuve. Cet échangeur est ensuite connecté à un autre échangeur de chaleur, air-eau (AWHX) à plaque, placé en amont (ou en aval) du système de ventilation du

bâtiment (voir Figure 5). Le système passif (pas d'utilisation de la thermodynamique pour changer les niveaux de température) peut donc fournir de la chaleur ou du froid au bâtiment, respectivement durant l'hiver ou l'été. L'usage prioritairement visé est le rafraîchissement du fait des niveaux de températures adaptés.

L'eau de pluie étant utilisée à des fins non potables, le niveau de la cuve n'est pas fixe mais varie au gré de cette utilisation. Il faut noter ici qu'il y a une compétition des usages, l'utilisation de l'eau de pluie entraînant une baisse de la réserve énergétique.

L'idée est d'utiliser la même installation pour trois usages (collecte des eaux de pluie, gestion de l'eau à la parcelle et géothermie), ce qui, en théorie, permet des économies en termes de coûts et de matériaux (à quantifier), en évitant par exemple, le forage des puits pour des sondes géothermiques ou la construction d'un puits climatique.

Dans ce manuscrit on pourra utiliser le nom *Rainergy* - issu de la combinaison de rain (pluie) et energy (énergie) - pour se référer au concept de cuve géothermique de récupération des eaux pluviales.

L'objectif de ce travail de thèse est donc d'étudier ce concept de récupérateur d'eau de pluie hybride qui permet de rafraîchir les bâtiments à l'aide de l'eau de pluie et de la géothermie de faible profondeur.

Dans un premier temps, une revue de littérature sera entreprise sur la géothermie, en particulier celle de surface, sur le stockage d'eau de pluie et sur les systèmes qui s'approchent de Rainergy dans leur philosophie.

Le second chapitre sera consacré à une étude expérimentale du concept avec la présentation d'un suivi de long terme de prototypes à l'échelle 1 et caractérisera les performances du système.

Le troisième chapitre détaillera la construction et la validation d'un modèle numérique de récupérateur d'eau de pluie géothermique.

Enfin, le quatrième chapitre mettra en application le modèle pour élargir la caractérisation de ses performances dans d'autres conditions et configurations (autres climats, types de sols, taille et profondeur de cuve,...). Un chaînage avec un modèle de bâtiment sera également réalisé dans le but de vérifier l'apport, en terme de rafraîchissement, à l'échelle plus large du bâtiment.

Ce manuscrit doit donc permettre de répondre à plusieurs interrogations considérant ce système hybride géothermique de stockage d'eaux de pluie, à savoir : Quelle quantité d'énergie est-il possible de récupérer? Dans quelle mesure la compétition d'usage influe sur les performances thermiques du système (cas de la sécheresse et d'un réservoir à niveau minimum)? Existe-il des localités (types de sols et climats) où le système atteint une limite ou, à l'inverse, performe particulièrement?

Chapitre 1

État de l'art technologique - De la géothermie au stockage d'eau de pluie

Dans ce premier chapitre, un état de l'art autour de la géothermie est présenté, partant de son origine même, pour arriver à son usage technique en tant que source de rafraîchissement passif dans les bâtiments. Deux parties sont également dévolues à ces solutions de rafraîchissement, ainsi qu'aux systèmes de stockage d'eau de pluie pour un usage lié aux bâtiments.

Sommaire

1	La g	éothermie, généralités et définitions	15
	1.1	L'origine de la géothermie, le feu de la Terre	15
	1.2	L'exploitation de la géothermie dans l'Histoire, de l'Antiquité	
		à nos jours	20
	1.3	Géothermie profonde, de la basse à la haute énergie	25
2	La g	éothermie de surface, une ressource accessible	27
	2.1	Principe, définitions, données chiffrées	27
	2.2	Les différents capteurs géothermiques et assimilés	29
3	De I	a géothermie au rafraîchissement passif	39

	3.1	Rafraîchissement passif, définition	39					
	3.2	Rafraîchissement par ventilation naturelle	39					
	3.3	Rafraîchissement radiatif	42					
	3.4	Rafraîchissement évaporatif	45					
	3.5	Rafraîchissement par geocooling	48					
4	Le s	tockage d'eau de pluie, un enjeu pour une ressource en di-						
minution								
	4.1	Les différentes utilisations de l'eau de pluie	53					
	4.2	Un point de vigilance : la qualité de l'eau	57					
	4.3	Différents types de stockage d'eau de pluie	58					
5	Solu	tions hybrides de production d'énergie - stockage d'eau de						
	pluie	9	61					
	5.1	Refroidissement actif et stockage d'eau de pluie	61					
	5.2	Rafraîchissement passif et stockage d'eau de pluie	69					
6	Synt	thèse de l'état de l'art	76					

1 La géothermie, généralités et définitions

Le mot **géothermie** vient des termes grecs geo et thermos, qui se traduisent respectivement par la Terre et la chaleur. La géothermie est donc l'utilisation de la chaleur naturelle de la Terre.

Plus ancienne que son étymologie, la géothermie est utilisée depuis l'apparition de l'espèce humaine, et, peut être pourrions nous dire, depuis l'apparition des premières formes complexes de vie sur Terre. En effet, celles-ci cherchent dans les profondeurs terrestres selon les besoins, plus de fraîcheur, de chaleur ou tout simplement une température plus stable qu'à l'extérieur. Nous pourrions citer par exemple [Fiorelli *et al.*, 2012] qui, en étudiant les caractéristiques hydrothermiques d'un site de nidification de sauropodes (Diplodocus ou Titanosaure - vulgairement connus sous l'appelation de "long-cou") de l'époque du Crétacé dans le nord de l'Argentine, montrent une concomitance entre les cycles de ponte et l'activité hydro-thermale (geysers, un sol chaud et humide de 30°C à 80°C, ...), et suggèrent que cela « implique peut-être une relation symbiotique récurrente avec les localités géothermiques à des fins de nidification » pour ces espèces de dinosaures.

1.1 L'origine de la géothermie, le feu de la Terre

Avant de se pencher sur l'origine de la chaleur de la Terre, un rappel de sa structure s'impose, notamment pour bien situer l'emplacement des phénomènes qui seront abordés.

1.1.1 Naissance et structure de la Terre

La Terre s'est formée il y a plus de 4.54 milliards d'années ([Dickin, 2018] - Figure 1.1), à la suite de phénomènes complexes issus du *Big Bang* - nucléosynthèse primordiale, formation de la nébuleuse solaire qui sera le berceau de notre soleil. Par accrétion, c'est-à-dire assemblage sous l'effet de la gravitation de poussières, débris, métaux et roches, issus de la formation du soleil, des corps nommés planétésimaux rocheux prennent forme. La proto-Terre et les autres planètes telluriques du système solaire sont issues de leur collision mutuelle [Hawking, 2020].

Durant les 500 premiers millions d'années, la Terre est très différente de la planète que nous connaissons actuellement, elle est dépourvue d'atmosphère et intensément bombardée par des astéroïdes [Meunier, 2014]. Une centaine de millions d'années après le début de formation de la Terre, Théia, une autre proto-planète de la taille de mars, entre en collision avec la future planète bleue. Elle formera la Lune, mais échauffe aussi considérablement la Terre par conversion d'énergie cinétique en chaleur. Durant ces premiers instants, la surface de la Terre n'est donc qu'un gigantesque océan de roches magmatiques en fusion sur les 1 000 premiers kilomètres de son épaisseur, avec une température qui dépasse les 3 000 degrés. Ce paysage infernal a donné son nom à la première période géologique de la Terre : l'Hadéen, d'après le dieu grec des enfers Hadès.

C'est à ce moment-là que la Terre finit son phénomène de différenciation : la séparation entre le manteau silicaté et le noyau métallique - principalement ferreux pour notre planète - par jeu de différence de densité. En effet, les températures sont telles, que tous les éléments sont à l'état fondu, les plus lourds sont donc entraînés vers le centre de la planète tandis que les autres restent en surface. La formation du noyau prend une trentaine de millions d'années, ce qui est très court d'un point de vue géologique.

La proto-croûte terrestre se forme très rapidement sous forme d'îlots de roches magmatiques d'une épaisseur d'une dizaine de kilomètres. Cependant, celle-ci se recycle constamment au sein du manteau en fusion sous-jacent. Après un refroidissement suffisant, les croûtes continentales et océaniques, telles qu'on les connaît actuellement, se forment vers - 3.9 milliards d'années.

Le refroidissement de la Terre par diffusion et rayonnement vers l'espace, a façonné la structure du noyau (Figure 1.2). Ce dernier se sépare en deux parties autour de -1,5 milliard d'année : la graine, plus profonde entre 5 000 et 6 000 km, devient solide malgré des températures avoisinant les 6 000 °C grâce à des pressions extrêmes d'environ 300 GPa. Le noyau externe reste à l'état liquide du fait de la diminution de la pression avec le rayon. La Terre continuant à se refroidir, le noyau externe se "convertit" continuellement en noyau interne. C'est par ailleurs les mouvements convectifs de cette partie du noyau qui produisent un courant électrique, et donc le champ magnétique terrestre.

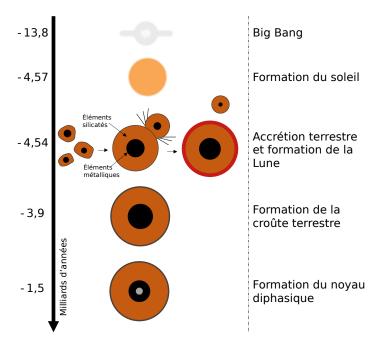


Figure 1.1 – Étapes principales de la formation de la structure terrestre.

La formation et la composition de la structure mantellique sont assez complexes à définir avec des modèles dits géophysiques et géochimiques. Nous nous arrêterons ici au modèle qui distingue le manteau supérieur et le manteau inférieur, dont les compositions

minéralogiques sont différentes avec des olivines dans la partie supérieure, jusqu'à 670 km, et des pérovskites dans la partie inférieure.

Il existe également une distinction basée sur les propriétés mécaniques du manteau : une partie supérieure du manteau est rigide, tout comme la croûte terrestre, si bien que l'on définit la lithosphère comme étant l'enveloppe rigide de la Terre, qui englobe une partie du manteau supérieur et la croûte terrestre (océanique et continentale). L'épaisseur de la lithosphère est donc variable. Celle-ci est fine sous les océans et peut aller même jusqu'à affleurer la surface, au niveau des dorsales. Sous les continents, la lithosphère peut atteindre 200 km de profondeur. L'autre partie du manteau supérieur est ductile, c'est-à-dire que bien que les roches qui le composent restent solides, celui-ci peut se déformer. Cette partie est nommée asthénosphère.

Grâce à cette différence de propriétés mécaniques, la lithosphère peut se mouvoir au-dessus de l'asthénosphère. Scindée en plusieurs morceaux, les biens connues plaques tectoniques ([Condie, 1997]), par leurs mouvements divergents, convergents ou transformants, participent à divers phénomènes géologiques (séismes, activités volcaniques, renouvellement de la croûte terrestre...). Ces phénomènes s'accompagnent très fréquemment de zones à potentiel géothermique élevé.

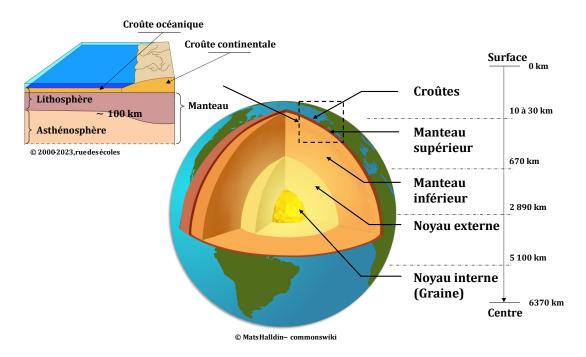


Figure 1.2 – Schéma simplifié de la structure terrestre.

1.1.2 Mécanismes physiques de la génération de chaleur

Après avoir dressé le portrait interne de notre planète, il est temps de se pencher sur l'origine de l'énergie qui a servi dans un premier temps à façonner la Terre.

Celle-ci provient en grande majorité de deux phénomènes physiques distincts, l'accrétion et la désintégration atomique. Pour environ 20 à 40%, il s'agit de la chaleur résiduelle accumulée pendant la formation de la Terre. Cette énergie est nommée : énergie d'accrétion [Lemale, 2009]. Elle provient de la conversion de l'énergie cinétique, acquise par les diverses particules soumises à la gravité, en énergie thermique. Ce phénomène s'observe par exemple aussi, au sein des trous noirs qui dégagent des rayons X et gamma (qui sont donc des rayonnements de longueurs d'onde bien inférieurs au rayonnement thermique d'une planète). Des poussières et roches s'assemblant dans les premiers planétésimaux jusqu'aux impacts géants des proto-planètes s'entrechoquant, cette énergie a été estimée à 2.6×10^{32} Joules par [Healy, 1977].

La majeure partie, donc près de 60 à 80% résulte de la désintégration des atomes d'uranium, de thorium et de potassium au sein des roches du manteau terrestre. La désintégration radioactive est un phénomène tout à fait naturel, dans lequel des atomes instables se transforment en noyau stable, en émettant des particules et de l'énergie sous forme de rayonnement. Le Table 1.1 ci-dessous présente la localisation dans la structure terrestre des différents éléments radioactifs, ainsi qu'une estimation de leur contribution moyenne au flux géothermique.

Élément	Production de chaleur			Présence dans la structure terrestre		
Element	E _{désintégration} [MeV]	Demie-vie [10 ⁹ a]	P _{produite} [W/kg]	Croûte	Manteau supérieur	Manteau inférieur
Uranium 235	4.68	0.7	8.65×10^{-5}	0.7 ppm	0.007 ppm	0.020 ppm
Uranium 238	4.27	4.47	1.23×10^{-5}	ол ррш	0.007 ppiii	
Thorium 232	4.08	14.05	3.86×10^{-6}	2.94 ppm	0.013 ppm	0.081 ppm
Potassium 40	1.31	1.25	8.04×10^{-5}	0.7 %	0.009 %	0.024 %

Table 1.1 – Concentration moyenne et dégagement moyen de chaleur des différents éléments radioactifs.

Nous noterons que la majeure partie des éléments radioactifs se trouvent bien dans la croûte terrestre, soit au plus près de la surface.

Dans une moindre mesure, les lents déplacements de matière au sein du manteau notamment, ainsi que la chaleur latente du changement d'état du noyau externe qui se cristallise pour grossir le noyau interne, participent également à la génération d'énergie.

1.1.3 Flux et gradient géothermique

Maintenant que les mécanismes de génération de la chaleur terrestre sont connus, nous pouvons nous interroger sur la possibilité de son exploitation en surface.

Le flux géothermique moyen à la surface du globe est d'environ $0.06~\rm W/m^2$ [Lemale, 2009], soit une puissance totale de l'ordre de $10^{10}kW$. En comparaison, le flux solaire incident au sommet de l'atmosphère étant d'environ $1~300~\rm W/m^2$, sa valeur moyenne sur toute la surface du globe est de $325~\rm W/m^2$ (du fait du facteur 4 entre la surface d'une sphère et la surface d'un cercle de même rayon) [Techniques de l'Ingénieur, 2007],

soit plus de 1 000 fois plus! Cependant, s'il est effectivement difficile d'exploiter directement la faible densité de flux géothermique, l'avantage de la géothermie réside dans sa permanence/non-intermittence et dans le fait que le sous-sol permet également de stocker de l'énergie.

En France, [Gable, 1979] établit une carte des isoflux géothermiques (Figure 1.3). Ce dernier montre que le flux géothermique moyen est plus important que la moyenne mondiale avec des valeurs comprises entre 47 et 176 mW/m² pour une moyenne autour de 100 mW/m². Ces anomalies positives sont associées à divers phénomènes géologiques. Nous pourrons citer en Alsace le fossé ou *graben* rhénan qui est une ancienne faille continentale provoquée par une remontée de l'asthénosphère il y à 20 à 25 millions d'années [Dèzes *et al.*, 2004], mais aussi le massif armoricain dont l'activité radioactive crustale est plus importante que la moyenne.

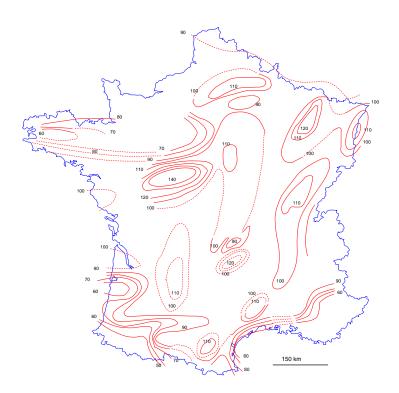


Figure 1.3 – Flux géothermique en France - courbes d'isoflux en rouge (mW.m²) - d'après [Gable, 1979].

Si le potentiel géothermique d'un site est relié au flux de chaleur à la surface, la difficulté de sa mesure directe conduit à caractériser les différents sites simplement par leur gradient géothermique, c'est-à-dire l'évolution de la température en fonction de la profondeur. C'est bien grâce à la mesure de ce gradient et de la conductivité que le flux est ensuite déduit grâce à l'équation de Fourier 1.1 :

$$\varphi = -\lambda \nabla T \tag{1.1}$$

Le gradient géothermique est donc exprimé en $^{\circ}C/km$ et la Figure 1.4 montre que celui-ci évolue le long du rayon de la Terre, selon les structures traversées. Il est le plus important dans la croûte terrestre, autour de $30^{\circ}C/km$, ce qui est en adéquation avec la présence plus importante d'éléments radioactifs. Sur l'ensemble du rayon terrestre, le gradient n'est que de $1^{\circ}C/km$, et il est encore plus faible au sein des zones homogènes du manteau et du noyau externe. A l'inverse, au niveau des zones frontalières des différentes couches, le gradient augmente sensiblement.

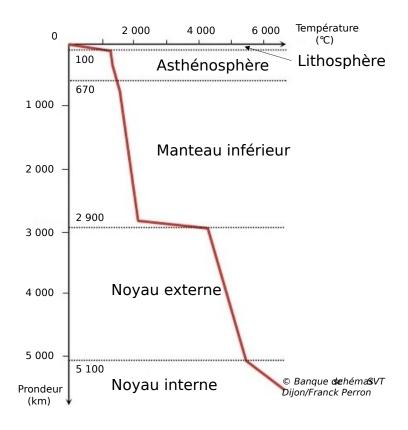


Figure 1.4 – Gradient géothermique terrestre.

1.2 L'exploitation de la géothermie dans l'Histoire, de l'Antiquité à nos jours

1.2.1 Petit historique de la géothermie

Des phénomènes naturels sont l'expression en surface de la chaleur profonde et bouillonnante de la Terre. Nous pouvons citer les volcans, les sources chaudes ou les geysers, ... S'il est possible de capter et d'utiliser cette énergie au plus proche de ces manifestations parfois extrêmes, la géothermie est exploitée de nos jours en tout lieu, grâce à une diversité de techniques et d'applications. Mais au-delà de cette exploitation

actuelle et moderne, l'Homme tire parti de la géothermie depuis l'Antiquité.

L'utilisation ancienne de géothermie la plus courante dans l'imaginaire commun est probablement celle des thermes romains. S'il est vrai que certaines constructions de thermes romains ont bien profité de sources chaudes naturelles (par exemple Chaudes-Aigues dans le Cantal ou Aquae, ancien nom d'Aix-les-bains en Savoie), la plupart des thermes sont chauffés par un foyer classique au bois ou charbon de bois et la chaleur est ensuite distribuée grâce aux fameux hypocaustes - les premiers planchers chauffants [Nielsen, 1993].

Cependant, l'exploitation de source chaude remonte à des temps plus anciens. Dès l'apogée du monde grec, Hippocrate (460-370 av. JC) recommande l'usage des sources chaudes pour "rééquilibrer les fluides naturels du corps" dont le déséquilibre est responsable de maladies [Van Tubergen et Van der Linden, 2002].

Au-delà de l'utilisation de la géothermie en tant que vecteur de production de chaleur, l'Homme profite aussi de la stabilité thermique du sol depuis longtemps pour minimiser son besoin de chaleur, voire pour faciliter des applications de rafraîchissement.

En effet, si de tout temps et dans le monde entier l'Homme s'est réfugié sous terre pour des raisons variées (défensives, culturelles voire mystiques, ...), une des motivations principales est de se protéger du climat. [Lazzarini et Hughes, 2002] dans un tour d'horizon des habitats troglodytes français, font découvrir la célèbre Roque Saint-Christophe, en Dordogne, occupée de la Préhistoire (-53 000) à la Renaissance, d'une longueur de 100 m à 100 m de hauteur (Figure 1.5), les muches des Grottes de Naours en Normandie qui furent utilisées notamment pendant la Seconde Guerre mondiale, pouvant accueillir plus de 2 000 personnes avec une température relativement constante à 9,5 °C ([Danicourt, 1897]), ou les grottes de Calès dans les Bouches du Rhône, abandonnées définitivement lors des guerres de religion. Pour l'anecdote, à moins de 2 km d'un des prototypes de Rainergy, se trouvent trois habitations semi-troglodytes, les maisons des Rochers de Graufthal, qui ont été habitées jusqu'en 1958 ([JDS Strasbourg, 2024]). De tels exemples ne se cantonnent bien-sûr pas à la France et peuvent être trouvés sur tous les continents, mais il n'est pas l'objet de cette thèse d'en faire l'inventaire.



Figure 1.5 − La Roque Saint-Christophe, LA ROQUE SAINT-CHRISTOPHE ©

Hormis les habitats troglodytes, les hommes se sont également servis du sous-sol pour

la conservation des aliments et plus spécifiquement la conservation de glace. La mention de glacières dans la correspondance de Zimri-Lim, le roi de Mari en Mésopotamie entre - 1775 et - 1761, montre que l'utilisation de la géothermie en tant que géocooling pour le stockage de glace est une pratique ancienne ([Dalley, 2002]).

En France, les glacières apparaissent plutôt au XVIIème siècle dans les cours des nobles.

[Martin, 1997] décrit l'archétype d'une glacière classique comme un réservoir de glace dont le volume est d'environ 50 m³ mais pouvant atteindre quelques milliers de m³ pour les plus grandes capacités de stockage. En plus d'un dispositif d'évacuation de l'eau de fonte et d'accès à double sas, la glacière est également calorifugée grâce à divers matériaux isolants (bois, terre, ... Figure 1.6).

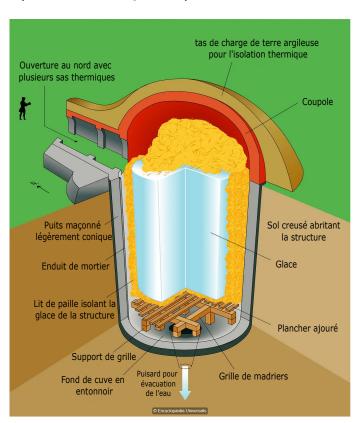


Figure 1.6 – Conservation de la glace dans une glacière type à couverture en coupole d'après François Blary - source : Encyclopaeia Universalis France.

La perte courante par mois est estimée à environ 3% du volume de glace stockée. S'il est assez facile d'imaginer la conservation de la glace dans un pays relativement tempéré comme la France, cette pratique est aussi présente en Iran dans les Yakhchãl. [Dehghani-sanij et Bahadori, 2021] présentent ces glacières typiques de la région iranienne qui permettent de conserver de la glace dans des climats chauds et arides. De telles performances sont rendues possibles grâce à une architecture bien spécifique, avec des murs d'enceinte de glacière de plus de 2 m d'épaisseur mais aussi la mise en

place de tours à vent qui augmentent la ventilation naturelle et créent un rafraîchissement évaporatif. Ces notions sont abordées dans les sections 3.2 Rafraîchissement par ventilation naturelle et 3.4 Rafraîchissement évaporatif.

Concernant l'histoire plus récente, [Lemale, 2009] mentionne la mise en service de la première centrale géothermique (250 kW) à Larderello, en Italie, dès 1913. De même, le premier réseau de chaleur urbain moderne est créé à Reykjavik, en Islande, en 1930. En France, le premier forage géothermique est réalisé entre 1833 et 1841, par Louis-Georges Mulot, d'après une commande de François Arago, maire de Paris. Profond de 548 m, il permet de chercher de l'eau dans le réservoir de l'Albien à environ 27 °C mais un problème de tubage met fin à son exploitation. Plus d'un siècle après, en 1964, le projet de chauffage de la Maison de la Radio par géothermie, toujours sur le bassin de l'Albien, est la seconde opération de géothermie connue.

1.2.2 Les géothermies actuelles exploitées

Aujourd'hui, la géothermie est utilisée pour produire de l'électricité et de la chaleur à travers le monde entier. Pour exploiter un gisement ou une ressource géothermique, deux conditions doivent être réunies. Il faut évidemment disposer d'une source de chaleur en sous-sol, mais également mettre en oeuvre un moyen d'accéder, de prélever et de transférer cette chaleur vers l'usage souhaité.

Il serait d'ailleurs plus juste de parler de géothermies au pluriel, plutôt que de la géothermie. En effet, il existe une grande disparité dans l'usage et dans les gisements de géothermie exploités. À la géothermie de surface, qui rassemble les opérations inférieures à 200 m, s'oppose la géothermie profonde. On distingue également les géothermies de très basse, basse, moyenne et haute énergie qui reflètent plutôt les niveaux de température de la ressource.

La Figure 1.7 présente les différentes profondeurs et températures des différents types de géothermie et leurs usages associés. Le Table 1.2 ci-dessous, qui ne vise pas à être exhaustif, synthétise l'ensemble des caractéristiques des gisements de géothermie potentiels et donne un aperçu des distinctions communément réalisées.

Le prélèvement de la chaleur en sous-sol est réalisé grâce à des capteurs géothermiques. Ces derniers consistent en la mise en circulation d'un fluide - naturel ou synthétique - dans le réservoir de chaleur qui se réchauffe et qui retransmet sa chaleur en surface au moyen d'un échangeur de chaleur ou d'une turbine. Les capteurs peuvent prendre plusieurs formes différentes en fonction de la ressource visée et des possibilités de mise en œuvre. Dans la plupart des cas un forage sera réalisé. Toutefois, dans certains cas des travaux de terrassement suffisent. Une présentation détaillée des différents capteurs géothermiques de surface sera réalisée en section 2.2 Les différents capteurs géothermiques et assimilés.

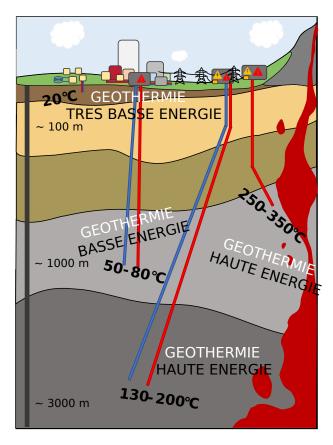


Figure 1.7 – Illustration des différents types de géothermie avec leurs profondeurs et températures types.

Type de géothermie	Plage de température	Profondeur d'exploitation	Emplacement géologique	Usages
Très basse énergie	Inférieur à 30 °C	De 0 à 200 m	Peu/Pas de pré-requis	Domestique - chauffage et rafraîchissement
Basse énergie	50 à 85 °C	jusqu'à 2 000 m	Grands bassins sédimentaires - Ex : Acquifère du Dogger (Bassin parisien)	Réseaux de chaleur, agriculture, processus industriel
Moyenne énergie	90 à 150 °C	500 à 1 500 m	Ancienne zone d'activité géologique - Ex : Massif central	Tout usage thermique et possible production d'électricité via cycle thermodynamique
Haute énergie	130 à 200 °C	3 à 5 000 m	Roches fracturées - Ex : Centrale de Soulz-sous-Forêt (Alsace)	Production d'électricité directe et éventuellement de
	250 à 350 °C	500 à 1 500 m	Zones volcaniques - Ex : Centrale de Bouillante (Guadeloupe)	chaleur

Table 1.2 – Différents types de géothermie : températures, profondeurs et usages.

1.3 Géothermie profonde, de la basse à la haute énergie

La géothermie profonde concerne les opérations dont la profondeur dépasse les 200 m et peuvent aller jusqu'à quelques kilomètres. Il existe donc un panel de géothermies profondes allant de la basse à la haute énergie.

La géothermie de haute énergie concerne surtout des applications de production d'électricité via des turbines à vapeur. Les sites candidats à cette géothermie sont très rares et dépendent hautement des caractéristiques géologiques.

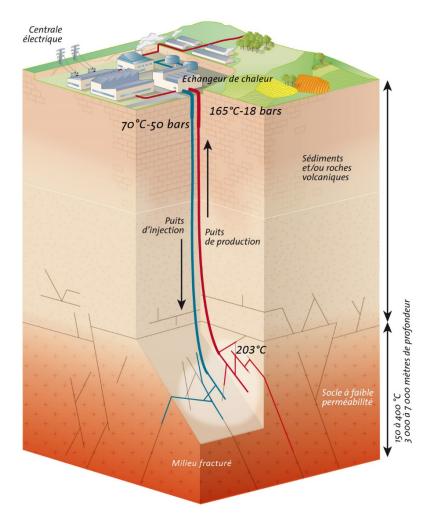


Figure 1.8 – Principe de boucle géothermale entre puits injecteur et producteur ©GEIE Soultz-sous-Forêts.

En France, seules deux centrales sont en activité : la centrale de Bouillante en Guadeloupe et la centrale de Soultz-sous-Forêt en Alsace (Figure 1.8). La première se situe en zone volcanique et profite des poches magmatiques à des profondeurs comprises entre 500 et 1 000 m, tandis que la seconde est installée sur le fossé rhénan, une zone d'activité géologique intense. La profondeur est plus importante avec trois forages atteingant les 5

000 m. Leur production est marginale avec 113 GWh en 2022 pour une puissance installée de 16,5 MW $_{\rm e}$, ce qui représente 0,1% de la production française d'énergie électrique renouvelable (chiffres IRENA 1 2022).

Les dernières recherches dans le domaine de l'exploitation de la haute énergie s'intéressent à l'exploitation directe du magma au sein des réservoirs volcaniques. Ainsi, l'Islande, dans la région du Krafla [KMT, 2024] (pour Krafla Magma Testbed) souhaite réaliser en 2026, le premier forage mondial directement dans une poche volcanique à plus de 900°C (bien supérieur aux 300°C usuels). La finalité est bien entendue d'améliorer encore les rendements de captage géothermique. Cependant, les premiers jalons du projet visent d'abord à mieux connaître le magma pour mieux anticiper les dangers des zones volcaniques et mettre au point des techniques et technologies adaptées à un milieu aussi chaud et corrosif.

En France, la géothermie de basse et moyenne énergie pour une production de chaleur est légèrement plus développée que son pendant à haute énergie pour la production électrique. Le CGDD ² établit, en 2022 la production thermique des installations de géothermie profonde à 2 300 GWh, soit 20 fois plus que la production d'énergie électrique. Cependant, cela ne représente que 1% de la production des énergies renouvelables thermiques (180,9 TWh - chiffre CGDD 2022).

Concernant les objectifs de la France, la Programmation Pluriannuelle de l'Energie (PPE) a assigné des objectifs de production à la filière géothermie profonde : 2,9 TWh à atteindre pour 2023, et 4 à 5,2 TWh pour 2028. Comme pour la géothermie de surface, le Plan de relance du 2 février 2023 indique des objectifs ambitieux, notamment celui de lancer plus de 40 % de nouveaux projets d'ici 2030 [Graff et Anitivilo, 2023].

L'intérêt pour la géothermie profonde a récemment été ravivé par une conséquence de la décarbonation de l'énergie et de l'électrification des usages qui affèrent à la transition énergétique : le besoin accru de matières minérales dont l'importance est cruciale dans la production de batterie, qui sont évidemment un élément incontournable de cette transition. Le lithium, en particulier, retient l'attention des acteurs de la géothermie en France. Le projet «Eugeli» (European Geothermal Lithium Brine), lancé en 2019 vise à extraire du carbonate de lithium, présent naturellement dans certains réservoirs géologiques, des eaux de saumure géothermales de la centrale de Soultz-sous-Forêts. Les premiers kilogrammes de lithium ont été extraits avec succès (par filtration chimique) et laissent entrevoir une production annuelle de 2 000 tonnes de carbonate de lithium représentant environ le besoin de 100 000 voitures électriques.

La géothermie profonde, du fait de sa complexité et des coûts d'investissement importants, est ainsi réservée à des projets d'envergure.

La section qui suit traite de la géothermie de surface, mieux adaptée aux applications de dimensions plus faibles.

^{1.} International Renewable Energy Agency

^{2.} Commissariat Général au Développement Durable

2 La géothermie de surface, une ressource accessible

La géothermie de surface compose la majorité des applications, du fait de coûts et d'une complexité moindre, relativement à la géothermie profonde. [Branchu et al., 2020] encouragent notamment le développement de cette ressource énergétique renouvelable, de faible impact CO₂, du fait de sa stabilité, de sa pilotabilité et de son accessibilité.

2.1 Principe, définitions, données chiffrées

La géothermie de surface est une source d'énergie diffuse, présente partout sur le territoire français. Elle est également souvent référencée en tant que géothermie de très basse énergie (cf. Table 1.2) ou géothermie de minime importance (GMI). Légalement, elle est définie dans l'article 3 du décret n° 78-498 du 28 mars 1978 relatif aux titres de recherches et d'exploitation de géothermie. Le captage de la ressource peut s'effectuer avec des systèmes en boucle ouverte ou fermée. La présentation des différents systèmes de captage sera effectuée en section 2.2 Les différents capteurs géothermiques et assimilés.

La GMI concerne les opérations dont la profondeur ne dépasse pas les 200 m et la puissance ne dépasse pas les 500 kW. Des restrictions sont également appliquées sur les températures de réinjection ($<32^{\circ}C$), de prélèvement ($<25^{\circ}C$) et les débits prélevés ($<80m^{3}/h$). Ainsi, les niveaux de températures exploitées restent sous la barre des 30 °C dans la majorité des cas, nécessitant donc l'emploi d'une pompe à chaleur (PAC) pour réhausser ces niveaux de température pour les applications de chauffage ou de production d'eau chaude sanitaire [Mellouk *et al.*, 2021]. La géothermie de surface permet aussi de produire du froid actif (sur demande, dans des plages de température définies - souvent 7-12 °C ou 12-16 °C) via une PAC réversible ou du frais passif, par rafraîchissement passif (dont la température dépend alors de la source froide).

Le parc français des pompes à chaleur géothermiques ne peut être estimé très précisément du fait que toute les opérations ne sont pas nécessairement déclaratives (surtout lorsqu'aucun forage n'est pas nécessaire). Plusieurs sources mentionnent des chiffres allant de 163 000 à 174 000 unités [Lund et Toth, 2021, Graff et Anitivilo, 2023]. Si le marché a connu une hausse en 2023 (+19% par rapport à 2022), il reste marginal avec seulement 3 890 nouveaux appareils contre plus de 1 100 000 de nouvelles unités pour les PAC aérothermiques [Observ'ER, 2023]. En 2007, plus de 20 000 unités avaient été vendues, mais la crise de 2008, qui a particulièrement touché le secteur de la construction, a durablement affecté le marché. Aujourd'hui, les prix élevés et une méconnaissance du public restent un frein à une reprise franche.

Ces équipements représentent 2 200 MW thermiques installés. La production de chaleur et de froid correspondante est estimée à 4 580 GWh thermiques par an, ce qui représente 2% de la production d'énergie renouvelable (voir 1.3). Les ENR les plus productives sont le bois-énergie avec 63 % et les PAC aérothermes avec 20 % de la production - chiffres CGDD (Commissariat Général au Développement Durable) 2022.

	Consommation finale brute d'ENR [TWh]
Total ENR électriques	123,5
dont électricité issue de la géothermie profonde	0,1
Total ENR thermiques (chaud et froid)	180,9
dont géothermie profonde	2,3
dont géothermie de surface (avec PAC)	4,6
dont PAC air/X	37,5

Table 1.3 – Part de la géothermie dans la production d'énergie renouvelable (ENR) française (chiffres CGDD 2022).

Afin de s'inscrire dans la dynamique globale de réduction des émissions de gaz à effet de serre, un développement de la filière est donc nécessaire. La Loi sur la Transition Energétique pour la Croissance Verte (LTECV) cible une part de 38 % de chaleur renouvelable en 2030 dans la consommation finale de chaleur, contre 22 % en 2021. Dans cette augmentation, la part de la GMI doit passer de 4,6 TWh à 7 TWh (dans le scénario ambitieux). Au vu de l'évolution de la production des dernières années (cf Figure 1.9), cet objectif implique une hausse de tendance certaine.

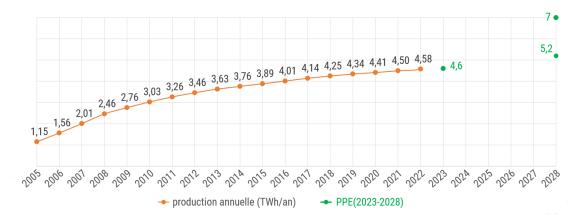


Figure 1.9 – Production annuelle (TWh/an) par géothermie de surface en France métropolitaine depuis 2005 et objectifs PPE 2023-2028 ([Graff et Anitivilo, 2023]).

Pour aider à la transition écologique, l'Etat a mis en place plusieurs aides à destination des particuliers, collectivités et professionnels. Certaines aides sont générales comme par exemple les Certificats d'Economies d'Energie (CEE, créés en 2016) qui sont imposés

aux fournisseurs d'énergie et se traduisent sous forme d'aides financières accordées aux consommateurs (source : ecologie.gouv.fr) ou encore le service France Rénov' qui est dédié à la rénovation de l'habitat depuis 2022 (source : France Rénov). Déclinée sous diverses formes, l'aide MaPrimRénov' a permis la rénovation de 620 000 logements en 2023 pour un montant de 3 milliards d'euros, ce qui porte le montant total engagé par le dispositif à 8,5 milliards d'euros. Cependant, en février 2024, la hausse initiale du budget 2024 de 1,6 milliards d'euros a été amputée d'1 milliard d'euros portant le budget total à 4 milliards d'euros. Un mauvais signe envoyé à la transition écologique.

Des aides spécifiques sont également dédiées à la géothermie avec le Fonds chaleur géré par l'ADEME (source : https://fondschaleur.ademe.fr). Uniquement destiné à l'habitat collectif, aux collectivités et aux entreprises, il vise à accompagner les acteurs dans leur projet de production de chaud et froid via la géothermie (conseils, études, financements, ...). Entre 2020 et 2022, le budget alloué par l'État était de 1 milliard d'euros.

2.2 Les différents capteurs géothermiques et assimilés

Il existe différents types de capteurs géothermiques de surface. Le principe est de capter la ressource géothermique - de l'énergie - grâce à un fluide qui va se refroidir ou se réchauffer selon l'usage. Dans la majorité des cas, le fluide caloporteur est, soit de l'eau (associée à du glycol s'il existe un risque de gel), soit de l'air. Dans le premier cas, celle-ci peut être utilisée directement dans des émetteurs basses températures au sein du bâtiment, ou indirectement en tant que source froide d'une pompe à chaleur tandis que l'air peut être directement utilisé dans le système de ventilation du bâtiment.

[Lesueur Hervé, 2012], dans un rapport conjoint pour l'ADEME et le BRGM (Bureau de Recherches Géologiques et Minières), propose de répartir les techniques géothermiques selon le diagramme présenté en Figure 1.10. La géothermie de surface utilise, en général, l'air ou l'eau comme fluides caloporteurs. Le vecteur eau présente un plus large panel de technologies d'exploitation.

On distingue notamment des systèmes dits en "boucle fermée" où le fluide caloporteur circule au sein d'une... boucle fermée (un tuyau), à l'intérieur du milieu de prélèvement de la ressource. Les systèmes en "boucle ouverte" nécessitent généralement deux forages distincts, l'un dans un réservoir "chaud" et l'autre dans un réservoir "froid". On parle également de forages "de production" et "d'injection" car, en boucle ouverte, on prélève un fluide (en général de l'eau) dans un milieu géothermique avant de le réinjecter

En plus de séparer les systèmes en boucle ouverte ou boucle fermée, la figure présente les différentes fonctions qu'offre la géothermie : l'extraction de chaleur, mais aussi son stockage et le déphasage.

Le stockage s'applique aux technologies dont la profondeur de forage est supérieure à une dizaine de mètres environ (sondes verticales ou sur nappes). Du fait d'une profondeur plus élevée, il est possible d'emmagasiner de l'énergie produite en excès durant la période estivale (chaleur fatale issue de la production de froid, excédentaire d'une installation solaire thermique ou d'un process industriel, par exemple). Cette chaleur peut ensuite

être réutilisée durant la saison de chauffe suivante, au moyen d'une PAC dans la plupart des applications.

Le terme "fonction" n'est peut être pas adapté pour la notion de déphasage, mais il s'agit ici de distinguer les technologies dont la profondeur d'exploitation est plus proche de la surface. Ces technologies fonctionnent à des profondeurs qui sont encore soumises aux variations saisonnières extérieures. Cependant l'inertie du sol permet un déphasage et surtout un amortissement de l'onde thermique extérieure, ce qui permet de profiter de températures plus stables. A l'opposé, les précédentes technologies plus profondes profitent d'une stabilité encore plus importante de la température du sol, jusqu'à une température constante (en cas de non-perturbation par un système géothermique) qu'on appelle température imperturbée.

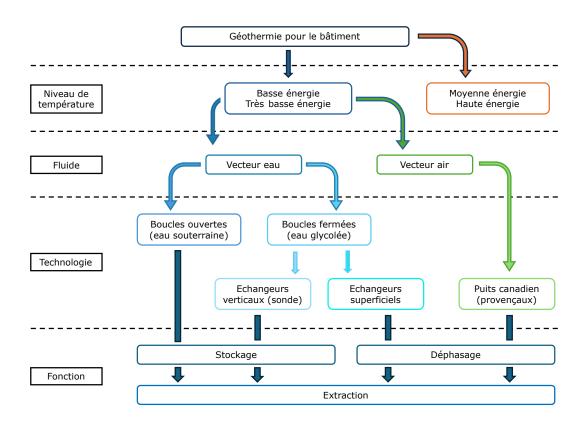


Figure 1.10 – Organigramme des différentes technologies de basse et très basse énergie (inspiré de [Lesueur Hervé, 2012]).

Les échangeurs sont de différentes formes et technologies qui dépendent de l'emplacement et la nature du captage. [Laplaige et Lemale, 2010] présentent les technologies les plus communes d'exploitation de la géothermie de surface. Nous nous appuierons fortement sur cet article dans les prochains paragraphes. Les échangeurs présentés ci-dessous sont en grande majorité utilisés en tant que source froide d'une pompe à chaleur dans le cas de production de chaleur. En été, dans le cas d'une pompe à chaleur réversible,

ils deviennent la source chaude mais peuvent, dans certains cas, être utilisés de façon directe en *geocooling*, dont le principe sera abordé en section **3.5 Rafraîchissement par geocooling**.

2.2.1 Échangeurs sur boucle fermée

Les échangeurs en boucle fermée sont constitués d'un tuyau ou d'un tube dans lequel circule un fluide caloporteur qui échange de la chaleur avec son environnement. Cet échange peut réchauffer ou refroidir l'environnement en fonction des températures du tube et du sol.

Capteurs horizontaux Un capteur horizontal est enterré à une faible profondeur, au minimum 60 cm et jusqu'à 1,5 m (Figure 1.11). Il est en général composé de tubes en polypropylène de diamètre 20 mm et, de par sa faible profondeur d'enfouissement, rempli d'eau glycolée pour éviter le gel.

La faible profondeur permet une certaine facilité technique de mise en oeuvre, avec le seul emploi d'une pelleteuse mécanique (absence de forage), et engendre donc une économie de coût par rapport aux autres opérations de géothermie. Cependant, cette caractéristique fait des capteurs horizontaux une des technologies géothermiques les plus influencées par les conditions extérieures (ensoleillement, température extérieure, précipitations, ...), entraînant des performances moins stables. Enfin, la surface nécessaire à la mise en place de capteurs horizontaux est également assez importante. Les valeurs de surfaces nécessaires les plus souvent retrouvées dans la littérature indiquent des ordres de grandeurs allant de 1 à 2 fois la surface du bâtiment chauffé avec des puissances d'environ $40W/m^2$ de capteur en utilisation avec une pompe à chaleur.



Figure 1.11 – Échangeurs géothermiques horizontaux. ([ADEME et BRGM, 2023])

Capteurs verticaux Les capteurs verticaux, ou sondes géothermiques, sont un type d'échangeur dont le but est de capter la chaleur sur une profondeur plus importante que leurs pendants horizontaux. Organisées en champ (de quelques-unes jusqu'à une centaine de sondes selon la puissance nécessaire), leur longueur varie généralement de 30 à 200 m (Figure 1.12). Le captage de la ressource étant réalisé en profondeur, les champs de sondes sont plus adaptés aux faibles surfaces de terrain d'une part, mais également à la plupart des types de sol (la présence d'un aquifère n'est par exemple pas nécessaire).

Une sonde est constituée d'une ou plusieurs boucles dans lesquelles circulent un fluide caloporteur, généralement du glycol. Plusieurs configurations sont possibles, les plus courantes étant les sondes simples et double U (Figure 1.13). Les sondes sont la plupart du temps constituées de PEHD 100 en diamètre 32 mm. Les forages sont, quant à eux, de diamètre plus important - environ 20 cm - et sont remplis d'un mélange de ciment pour la stabilité du forage et de bentonite pour rehausser la conductivité thermique afin de faciliter les échanges entre le fluide et le sol environnant.

Le dimensionnement d'un champ de sondes (dont le détail ne sera pas abordé ici) vise à déterminer la profondeur et le nombre de sondes, ainsi que leur espacement - généralement de 7 à 10 m [Monnot et al., 2012].

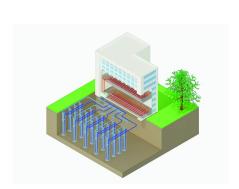


Figure 1.12 – Échangeurs géothermiques verticaux. ([ADEME et BRGM, 2023])

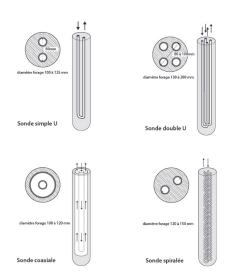


Figure 1.13 – Différentes configurations de sondes géothermiques verticales. ([Monnot *et al.*, 2012])

Fondations thermoactives Les fondations thermoactives sont à la fois des éléments porteurs du bâtiment, mais aussi des échangeurs de chaleur avec le sol environnant (Figure 1.14). Les pieux de fondation peuvent être préfabriqués - creux ou massifs - ou moulés directement dans le sol [Lemale, 2009]. La profondeur des fondations dépend notamment des contraintes structurelles du bâtiment, mais elle est classiquement située entre 10 et 30 m.

D'une manière semblable aux sondes verticales, l'échangeur thermique est constitué d'un tube en PEHD de 30 mm, en simple ou en double boucle, fixé à l'intérieur des armatures métalliques des fondations.

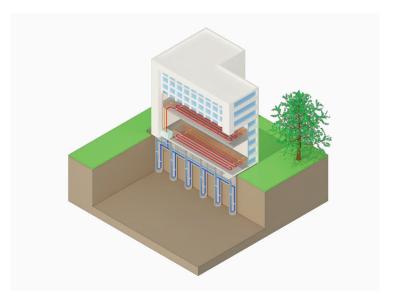


Figure 1.14 – Échangeurs géothermiques sur fondations thermoactives. ([ADEME et BRGM, 2023])

Dans une même idée, la société Enerdrape profite d'un autre élément bâti, les parkings, pour récupérer l'énergie géothermique peu profonde (ainsi que l'énergie dans l'air ambiant). Par l'installation d'échangeur de chaleur sous forme de panneaux fixés aux murs, une pompe à chaleur puise l'énergie dans le sol environnant du bâtiment et la restitue dans le bâtiment.

A l'instar de Rainergy, il s'agit d'un système de faible technicité et qui permet d'hybrider un système existant (mobilité et production géothermique).

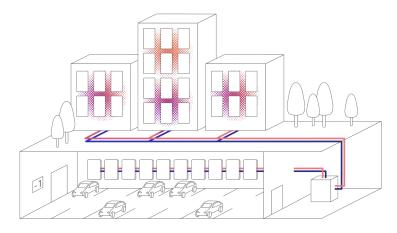


Figure 1.15 – Echangeur géothermique en parking - source https://enerdrape.com.

Corbeilles géothermiques Les corbeilles géothermiques sont un type d'échangeurs qui s'approche des échangeurs verticaux. Peu profondes, autour de 3 m, on trouve des corbeilles installées horizontalement (Figure 1.16) et verticalement (Figure 1.17). Ces échangeurs, qu'on appelle aussi parfois échangeurs compacts, sont - sans surprise - en forme de corbeilles, ou de spirales. D'un diamètre allant de quelques dizaines de centimètres à plus d'un mètre, les corbeilles sont assez faciles d'installation (pas de forage) et leur forme spécifique permet une utilisation moins importante de surface au sol que pour les échangeurs horizontaux par exemple.

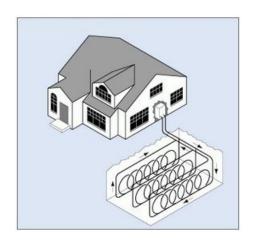


Figure 1.16 – Installation horizontale. ([US Department of Energy, 2022])



Figure 1.17 – Installation verticale. ([ADEME et BRGM, 2023])

Autres technologies (piscines, eaux usées, ...) Les piscines peuvent également jouer le rôle de surface de captage géothermique [Harrington et Modera, 2013, Cardemil et al., 2021]. Dans la plupart des cas, le bassin est la source froide d'une pompe à chaleur et accueille donc l'évaporateur (Figure 1.18). Le principal point d'attention réside dans la formation de glace au sein de la piscine. Les études visent donc à dimensionner ou vérifier le dimensionnement minimal du bassin en accord avec les besoins du bâtiment.

On peut également citer la cloacothermie [Buri et al., 2004, Culha et al., 2015] qui utilise la chaleur des eaux usées. Il existe plusieurs technologies. Les technologies passives utilisent des échangeurs de chaleur en aval des points d'utilisation d'eau chaude sanitaire pour en récupérer la chaleur (par exemple lors de douches, près de 80% de l'énergie produite est évacuée dans les eaux usées). Par la suite, la chaleur récupérée est utilisée pour préchauffer l'eau froide, soit en amont de la production, soit au niveau des mitigeurs [Bouvenot et Beaudet, 2024]. Ces systèmes n'utilisent pas à proprement parler la géothermie, cependant d'autres technologies, intégrées directement dans les réseaux enterrés d'évacuation des eaux grises (Figure 1.19) et utilisées en tant que source froide de pompes à chaleur, profitent de l'environnement stable du sol environnant.

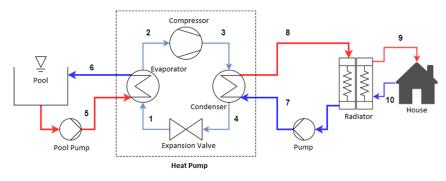


Figure 1.18 – Installation de PAC sur piscine ([Cardemil et al., 2021]).

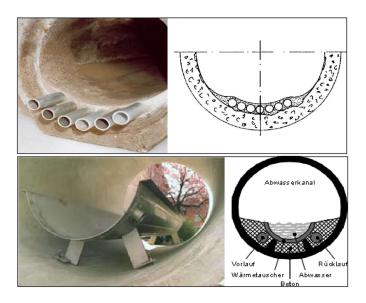


Figure 1.19 – Echangeurs utilisés en cloacothermie (images tirées de [Buri et al., 2004]).

2.2.2 Échangeurs sur boucle ouverte

Le fonctionnement des échangeurs en boucle ouverte diffère de celui des échangeurs en boucle fermée en utilisant deux lieux physiquement séparés pour le captage de la ressource et la réinjection du fluide résiduel après l'échange thermique. Ces deux forages sont appelés forage "de production" pour le premier et forage "d'injection" pour le second [ADEME et BRGM, 2023]. Cette caractéristique induit une certaine contrainte géologique ou géographique pour le captage de la ressource : l'installation doit se trouver en présence d'une réserve d'eau dans laquelle il est possible de puiser. Cette réserve peut être souterraine (on parle d'aquifère) ou en surface (lac, mer, ...).

Capteurs sur nappe phréatique Les capteurs sur nappes phréatiques ou eau souterraine, sont composés d'un doublet de forage : un puits de production qui va prélever l'eau

de la nappe qui sera chauffée ou refroidie dans un échangeur en surface (selon la saison) et d'un puits de réinjection qui la renvoie en sous-sol (Figure 1.20). Ces deux forages doivent être espacés de plusieurs mètres pour que la réinjection n'influe pas sur le puits de production. Cette distance dépend des débits prélevés, du débit propre à la nappe, de l'épaisseur de la nappe et de son milieu. La température typique de l'eau captée sur une nappe phréatique est d'environ 15° C.

Le type de sous-sol est important dans le cas d'opération de systèmes sur nappe souterraine. En France, les nappes souterraines sont présentes sur quasiment tout le territoire. Cependant, leur diversité, en termes de profondeur, porosité, perméabilité ou débit ne permet pas une installation systématique et procédurale de tels systèmes [LAPLAIGE et LEMALE, 2010]. Selon la profondeur de la nappe, le pompage de l'eau se fait grâce à une pompe immergée ($>7~\mathrm{m}$) ou en surface ($<7~\mathrm{m}$). Dans tous les cas, la filtration de l'eau est importante pour éviter l'encrassement des échangeurs. La législation s'intéresse particulièrement aux débits prélevés dans la nappe mais les températures de rejet, induites par le débit de prélèvement et la puissance de l'échangeur, doivent également être suffisamment proches des températures de puisage pour ne pas perturber l'équilibre hydrologique de la nappe. On retient souvent un écart entre prélèvement et rejet inférieur à $11^{\circ}\mathrm{C}$ [Lemale et Gourmez, 2008].

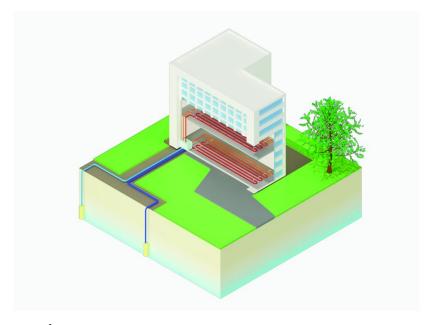


Figure 1.20 – Échangeurs géothermiques sur nappes phréatiques. ([ADEME et BRGM, 2023])

Capteur sur étendues d'eau Les technologies sur étendues d'eau présentent l'avantage d'avoir une ressource plus accessible (moins de forage nécessaire). Les réservoirs d'eau typiques sont généralement des lacs ou la mer (Figure 1.21). La France, avec 5 500 km de côtes, possède un potentiel pour ce type de captage. Tout comme les cap-

teurs sur nappe, un certain espace foncier est nécessaire. En effet, pour éviter qu'un des forages n'influe sur l'autre, il faut également espacer le point de captage et de rejet de plusieurs mètres. De plus, la ressource étant située en surface, la température de cette dernière sera moins stable dans le temps, avec notamment des températures plus froides durant la saison de chauffe, ce qui pénalisera les coefficients de performance des pompes à chaleur.

Pour les installations qui utilisent de l'eau salée, il est important de s'assurer que les éléments du système résistent bien à la corrosion qui est liée au milieu salé.

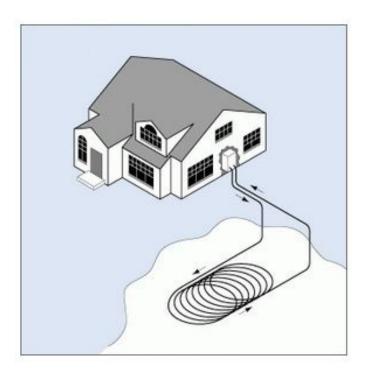


Figure 1.21 – Échangeurs géothermiques sur lac ([US Department of Energy, 2022]).

Les puits climatiques Enfin, les derniers types de système en boucle ouverte, sont les puits climatiques. Ceux-ci diffèrent des deux systèmes précédents car ils n'utilisent pas de l'eau comme fluide caloporteur, mais de l'air. Celui-ci est capté en surface puis passe dans un réseau enterré dans lequel il se réchauffe ou se refroidit (selon la saison) au contact du sol environnant dont la température varie moins. On parle de puits provençaux lors d'une utilisation estivale ou canadiens en hiver. L'air est ensuite amené dans le bâtiment via la ventilation, il n'est donc pas nécessaire d'avoir un puits de réinjection.

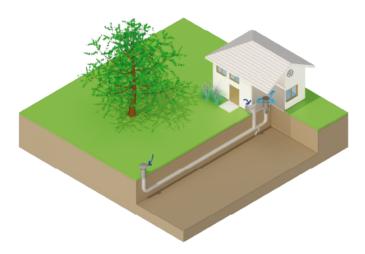


Figure 1.22 - Puits climatique ([ADEME et BRGM, 2023]).

Les puits climatiques ont une profondeur typique de 2 à 4 m, et peuvent être constitués d'un ou plusieurs tubes (d'une vingtaine de centimètres de diamètre), en série ou parallèle. Dans la littérature, on préconise une longueur de puits comprise entre 25 et 40 m. En effet, au delà d'une certaine longueur (qui dépend du débit) l'échangeur atteint sa limite d'efficacité (la température d'air ne change plus) et, rajouter de la longueur augmente seulement les pertes de charge et donc la consommation des auxiliaires [Lemale, 2009]. Enfin, lors de la mise en oeuvre, la gestion des condensats doit également être prise en compte en donnant une légère pente (1 à 3%) au puits.

La géothermie de surface est donc l'une des techniques de production de chaleur et de froid renouvelable. Elle ne représente que 3 % dans la part des ENR thermiques. Pour augmenter le taux de pénétration de cette technologie (4 000 PAC géothermiques vendues chaque année), l'Etat a mis en place plusieurs dispositifs d'aide. Les types de capteurs sont variés et il n'existe pas vraiment de tendance claire quant à un capteur préférentiellement installé. Les opérations chez les particuliers (faible puissance - inférieure à 20 kW) se répartissent de façon équivalente entre échangeurs horizontaux et verticaux, tandis que pour des puissances plus importantes (collectif, tertiaire, industrie, ...) les sondes verticales et les échangeurs sur nappe sont préférés.

3 De la géothermie au rafraîchissement passif

3.1 Rafraîchissement passif, définition

Le rafraîchissement passif englobe un ensemble de techniques qui visent à atteindre un confort estival au sein des bâtiments. Ces techniques se répartissent en trois catégories : la prévention des gains de chaleur, leur réduction et la dissipation de chaleur. Les deux premières catégories ne seront pas traitées ici mais nous citerons en exemple : l'installation et la fermeture d'occultations solaires qui permettent de prévenir l'entrée des gains solaires ou alors le *relamping* (conversion des éclairages halogènes en LED entre autres) qui permettent de diminuer les gains internes des bâtiments.

La dissipation des gains de chaleur vise donc à évacuer la chaleur des bâtiments en utilisant des technologies non (ou peu) consommatrices d'énergie, à l'opposition des technologies dites "actives" qui regroupent les technologies de conditionnement d'air et de climatisation.

Une condition *sine qua none* pour la mise en oeuvre du rafraîchissement passif est la présence à proximité du bâtiment d'un puits de chaleur naturelle. Ce dernier doit être à une température adaptée, c'est-à-dire raisonnablement plus faible que celle souhaitée à l'intérieur du bâtiment, typiquement de 5 à 20 °C environ. Les puits les plus couramment utilisés sont le sol ou un aquifère proche, on parle alors de *geocooling*. Le ciel, via le rafraîchissement radiatif, ou l'air ambiant, grâce à la ventilation naturelle, sont les autres techniques courantes de rafraîchissement passif [Lazzarin, 2022].

3.2 Rafraîchissement par ventilation naturelle

Le rafraîchissement via ventilation naturelle consiste en l'introduction d'un air plus froid à l'extérieur qu'à l'intérieur, permettant ainsi de rafraîchir l'air mais surtout la structure du bâtiment. Cette ventilation est souvent nocturne pour des raisons évidentes.

Le potentiel de rafraîchissement par ventilation nocturne peut être évalué grâce au CCP (Climatic Cooling Potential - potentiel de rafraîchissement climatique en français) [Artmann et al., 2007]. Ce paramètre, basé sur une méthode de degré-heure, est calculé en additionnant les différences horaires de températures entre l'air intérieur du bâtiment (standardisée de façon sinusoïdale entre $24,5\pm2,5$ °C) et l'air extérieur sur la période nocturne (typiquement de 19h à 7h). Les différences sont comptabilisées pourvues qu'elles dépassent un seuil critique, souvent fixé à 3 °C. Le CCP est ensuite moyenné sur 10 ans.

Exprimé donc en Kh, le CCP n'est qu'un indicateur de potentiel pour une certaine localité. Il est cependant mentionné dans l'étude que, pour des CCP inférieurs à 60 Kh la contribution de la ventilation nocturne dans le rafraîchissement des bâtiments sera faible. En Europe continentale, le CCP est majoritairement compris entre 120 et 180 Kh. Cependant, pour les zones en climat méditerranéen (sud de la France, Espagne, ...) le CCP atteint difficilement la limite des 60 Kh (Figure 1.23).

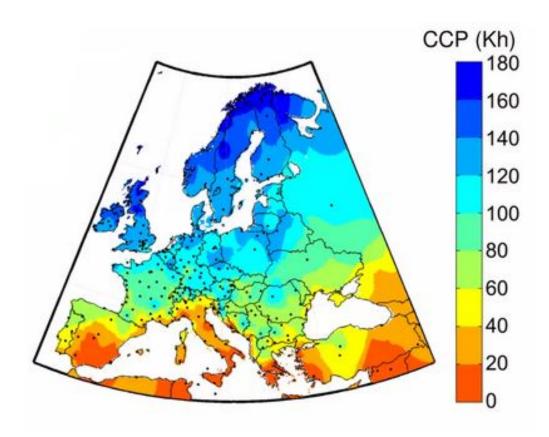


Figure 1.23 – Potentiel de rafraîchissement climatique pour l'Europe de l'Ouest - données Meteonorm par Pr. Jan Carmeliet (ETH Zürich).

Tout l'enjeu réside alors dans l'amélioration de ce potentiel de rafraîchissement. En considérant qu'il n'est pas possible d'augmenter la source froide - via une autre technique de rafraîchissement -, cela se résume à augmenter le débit d'air pénétrant dans le bâtiment. Ce dernier s'exprime en général en *vol.h*⁻¹.

La ventilation naturelle peut être mise en œuvre via des techniques passives, en utilisant les différentiels de pression statique (générés par les différences de masse volumique de l'air) et/ou dynamiques (générés par le vent). Pour les bâtiments équipés d'un système de ventilation, un dimensionnement plus important du système permettra d'augmenter les débits, tout en générant une surconsommation électrique de ce dernier qui devrait être calculée en amont pour rester maîtrisable.

En effet, la puissance du ventilateur étant proportionnelle au cube du débit, voir Équation 1.4, la puissance nécessaire, et donc la consommation, peuvent très vite augmenter. Ainsi, par exemple pour passer d'un débit de 1 vol.h⁻¹ à 5 vol.h⁻¹, la consommation du ventilateur peut être multipliée par 125 (en considérant un rendement constant et un réseau identique).

$$P_{fan} = \frac{Q_v \times \Delta P}{\eta_{fan}} \tag{1.2}$$

$$\Delta P = Z \times Q_v^2 \tag{1.3}$$

$$P_{fan} = Z \times Q_v^3 \tag{1.4}$$

Avec

 P_{fan} , la puissance consommée par le ventilateur, en W.

 Q_v , le débit passant au travers du ventilateur, m³.h⁻¹.

 ΔP , la perte de charge du réseau, en Pa.

 η_{fan} , le rendement du ventilateur.

Z, la constante du réseau, SI.

Par exemple, avec un réseau dimensionné pour un débit hygiénique de 1 000 m³.h¹¹ et des pertes de charge de 1 000 Pa, la puissance du ventilateur serait de 278 W. En surventilant à 5 000 m³.h¹¹, celle-ci serait de 34,7 kW, soit l'équivalent de la puissance sensible nécessaire au refroidissement de 5 000 m³.h¹¹ de 20 °C (0, $34 \times 5000 \times 20 = 34 \ kW$). Ajoutons également que la puissance électrique appelée par le groupe froid serait trois fois moindre, du fait du coefficient de performance (COP) de la machine frigorifique.

Ainsi, la surventilation n'est adaptée que lorsque le réseau a été dimensionné pour être adapté aux forts débits (élargissement des conduits de ventilation) et pour des débits n'entraînant pas de surconsommations excessives.

Les techniques de rafraîchissement passif par ventilation naturelle sont connues depuis les civilisations antiques. Dans l'empire perse antique, les bâtiments sont équipés de tour à vent ou "attrape-vent" - traduction littérale de *badguir* en persan, voir Figure 1.24 - qui utilise à la fois l'effet cheminée statique et l'effet dynamique via une ouverture à son sommet [Montazeri et Azizian, 2008].

A l'aide des outils de simulation actuels et pour améliorer leurs performances, diverses variations de géométrie ont pu être testées. On citera sans être exhaustif, le nombre d'ouvertures, le type de sections (de carrée à octogonale), le nombre d'étages, la position des lames (qui divisent l'intérieur de la tour en impactant la vitesse et la turbulence de l'écoulement), les têtes rotatives... [Kheirkhah Sangdeh et Nasrollahi, 2022].

Les tours à vent peuvent également être combinées avec d'autres technologies dans le but de les rendre plus versatiles (notamment lors d'absence de vent) [Liu et al., 2024]. Elles peuvent être combinées à des systèmes de ventilation active, de récupération de chaleur, de production de froid (Figure 1.25) ou de déshumidification.



Figure 1.24 – Une tour à vent au complexe Ganjali Khan, Kerman, Iran par Gagnon Bernard Gagnon, CC BY-SA 4.0 via Wikimedia Commons.

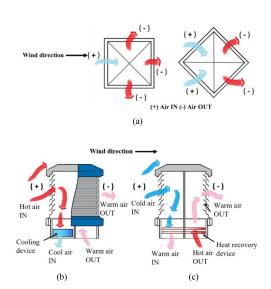


Figure 1.25 – Différentes configurations de tour à vent - (a) multidirectionnelle (b) avec rafraichissement (c) avec récupérateur de chaleur - [Liu et al., 2024].

3.3 Rafraîchissement radiatif

Le rafraîchissement radiatif est sans doute le moins intuitif des phénomènes que nous présenterons ici. Il s'appuie sur le phénomène de "fenêtre atmosphérique".

L'atmosphère, de par sa composition chimique, absorbe ou transmet le rayonnement différemment en fonction de certaines longueurs d'onde. Sur la Figure 1.26, on observe que l'atmosphère absorbe une grande partie du spectre énergétique (cadran du bas). Les seules longueurs d'onde transmises (c'est-à-dire lorsque l'absorption et la diffusion sont nulles), sont dans les domaines du visible (de 0,3 à 0,9 μm environ) et de l'infrarouge (deux bandes de 3 à 5 μm et de 8 à 14 μm). Les échanges radiatifs entre l'espace et le sol ne peuvent se faire que via ces deux bandes, aussi appelées "fenêtres atmosphériques".

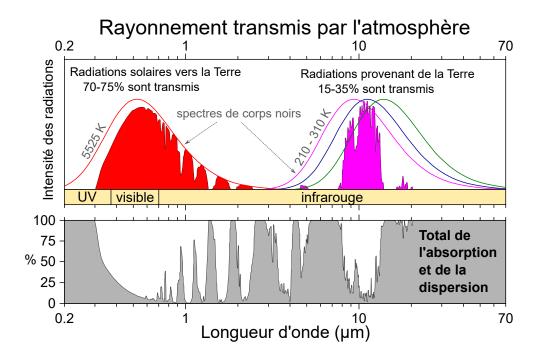


Figure 1.26 – Bandes d'absorption de l'atmosphère adapté de Robert A. Rohde pour le projet Global Warming Art, CC BY-SA 3.0 via Wikimedia Commons.

Le rayonnement de courte longueur d'ondes du soleil profite de la première bande et peut donc réchauffer la Terre. A l'inverse, la Terre, dont la température moyenne est de 15°C, se refroidit via le rayonnement infra-rouge vers la voute céleste (d'une température approximative de 4 K) [Liou, 2002]. Du fait de la prédominance du rayonnement solaire en journée, le refroidissement radiatif est difficile à mettre en oeuvre à ce moment-là, *i.e.* les apports solaires surpassent de beaucoup les pertes infrarouges des surfaces en regard avec le ciel. C'est pourquoi la plupart des technologies fonctionnent de nuit (bien que de récentes avancées permettent de s'affranchir de cette difficulté comme nous le verrons ci-après).

Ainsi, sous des conditions atmosphériques adéquates (ciel clair, peu d'humidité) et en utilisant les matériaux appropriés (avec notamment une émissivité importante pour les grandes longueurs d'ondes), il est possible de profiter de cette partie transparente de l'atmosphère pour dissiper de la chaleur vers l'espace [Zhao et al., 2019]. La forme la plus courante de dispositif est le refroidisseur radiatif (Figure 1.27). La nuit, les apports solaires sont nuls, tandis que la température de surface du refroidisseur sera supérieure à la température du ciel. Ainsi, l'échange radiatif se fera vers la voûte céleste. Le but sera donc de minimiser les échanges avec l'environnement direct du refroidisseur (échanges conductif et convectif) tout en maximisant l'échange radiatif.

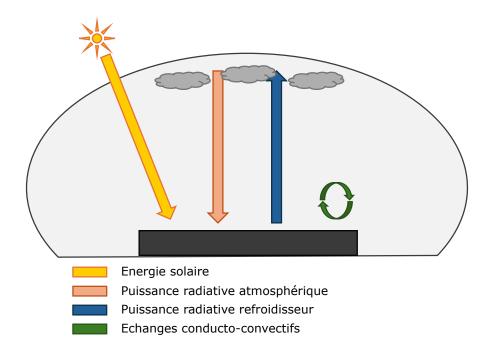


Figure 1.27 – Bilan énergétique sur un refroidisseur.

La minimisation des échanges avec l'environnement direct se fait en général au moyen d'écrans de protection qui limitent les échanges convectifs et via des isolants pour éviter la conduction. Il faut bien s'assurer que ces écrans soient transparents aux infra-rouges pour ne pas dégrader l'échange voulu. Les premières technologies de refroidisseur utilisent des matériaux qui se rapprochent des corps noirs, avec une haute émissivité, mais sur l'ensemble du spectre radiatif. De telles technologies (avec écran de protection) peuvent atteindre une puissance de rafraîchissement de l'ordre de 40 à 50 W/m² pour une baisse de température de 5 K par rapport à la température ambiante [Zeyghami et al., 2018].

Pour obtenir des refroidisseurs sélectifs, les technologies plus récentes utilisent des matériaux spécifiques, comme les structures photoniques ou les méta-matériaux composés de dioxyde de titane ou d'hafnium. Ces émetteurs ont une haute émissivité exclusivement dans les longueurs d'onde de la fenêtre atmosphérique, augmentant ainsi l'échange radiatif voulu. Récemment, des nouveaux matériaux combinent cette propriété à une haute réflexivité dans la bande solaire permettant l'utilisation de rafraîchissement radiatif également en journée.

[Wang et al., 2021], dans une récente étude expérimentale qui utilise un « film de polyméthacrylate de méthyle (PMMA) structuré hiérarchiquement avec un réseau de micropores combiné à des nanopores aléatoires » (sic), ont démontré des résultats très encourageants avec des puissances de refroidissement atteignant 85 W/m² en plein jour et sous un rayonnement solaire incident de 900 W/m², permettant à l'émetteur d'être maintenu à une température jusqu'à 9 K en-dessous de la température ambiante, voir Figure 1.28.

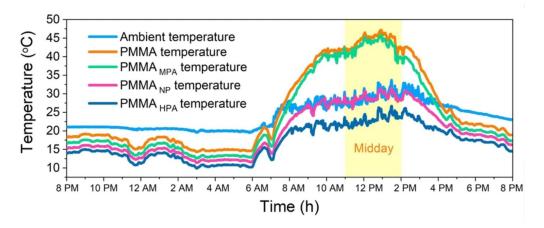


Figure 1.28 – Température de l'émetteur radiatif PMMA comparé à la température extérieure et d'autres types d'émetteurs, tiré de [Wang *et al.*, 2021].

3.4 Rafraîchissement évaporatif

Le rafraîchissement évaporatif, ou adiabatique, s'appuie sur le potentiel de la chaleur latente de changement d'état de l'eau (2 264 kJ/kg). En effet, pour chauffer un kilogramme d'eau de 0 à 100 °C, on consomme près de 6 fois moins d'énergie (418 kJ/kg) que pour l'évaporer. Pour chauffer un kilogramme d'air sec de 0 à 100 °C, l'énergie consommée (100,6 kJ) est cette fois 22 fois inférieure à l'évaporation d'un kilogramme d'eau. Ainsi, en puisant de l'énergie dans l'air environnant, l'eau qui s'évapore va le refroidir. Toutefois, ce phénomène est limité par la saturation de l'eau en vapeur, c'est-à-dire sa capacité maximale à absorber la vapeur d'eau.

Le terme "adiabatique" paraît souvent incongru lors de la présentation du phénomène à un public non-aguerri. Ainsi, il est peut-être bon de préciser que si "adiabatique" provient de l'absence de transfert thermique entre le système air/eau qui s'évapore et son environnement, il y a bel et bien un transfert latent entre l'air et l'eau.

Le rafraîchissement évaporatif permet donc un abaissement de la température de l'air en convertissant de l'énergie latente en énergie sensible par évaporation d'une quantité d'eau. Ainsi, l'air se charge de vapeur d'eau, augmentant son humidité spécifique (et relative) tout en en abaissant sa température. L'enthalpie de l'air reste cependant constante, voir Figure 1.29 ([R., 2015]).

On parle de rendement d'évaporation comme le rapport entre l'humidification réellement effectuée sur l'humidification maximale théorique, c'est-à-dire l'arrivée à saturation. La température minimale atteignable est donc la température humide, t_h . La plupart des processus présentent des rendements de 80 à 90 %.

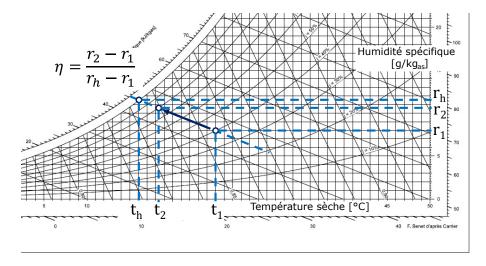


Figure 1.29 – Humidification par saturation adiabatique sur un diagramme de l'air humide, inspiré de [Lazzarin, 2022].

Les technologies d'évaporation se décomposent en 2 grandes familles, le refroidissement évaporatif direct et indirect. L'effet évaporatif direct humidifie directement l'air qui sera injecté dans le bâtiment. Très efficace dans les climats chauds et très secs et plutôt bon marché, il présente l'inconvénient évident de charger en vapeur d'eau l'air entrant et donc de dégrader le confort des occupants, à moins d'adjoindre une étape de déshumidification qui ajoute un coût énergétique.

Les techniques dites indirectes, utilisent un air de travail qui sera humidifié au maximum mais pas réintroduit directement dans le bâtiment. Il peut s'agir, par exemple, de l'air extrait. A la place, ce fluide, via un échangeur sensible (à plaque par exemple), va refroidir l'air soufflé.

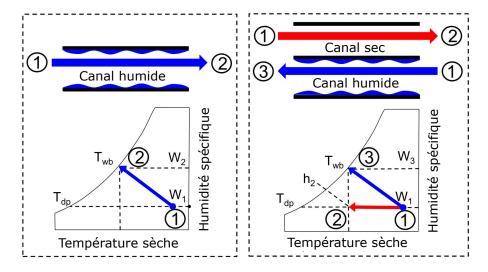


Figure 1.30 – Représentation schématique d'un refroidissement adiabatique direct (à gauche) et indirect (à droite) - traduit de [Mahmood *et al.*, 2016].

Au milieu des années 70, Maisotsenko propose un nouveau cycle basé sur un refroidissement adiabatique indirect qui permet d'atteindre le point de rosée (et non plus la température humide) [Sadighi Dizaji et al., 2018]. La Figure 1.31 décrit deux types de cycle de Maisotsenko ou "cycle M". Le cycle classique (a) présente un canal sec, dans lequel circule l'air primaire dont la destination est l'intérieur du bâtiment, et un canal humide, dans lequel circule un fluide de travail. Il s'agit donc à la fois d'un échangeur de masse et de chaleur. L'idée est d'utiliser une partie du fluide primaire qui sort refroidi du canal sec en entrée d'un canal humide, dans lequel il va subir un nouveau refroidissement, évaporatif cette fois. Dans le même temps, le fluide de travail est réchauffé par l'air primaire. Itérativement, on peut suivre la construction séquentielle (d) de la diminution de la température dans le canal sec jusqu'à la température de rosée et l'augmentation de la température jusqu'au point 3, sur la courbe de saturation.

Il est également possible d'étager le cycle (b) pour récupérer la chaleur du canal sec et ainsi alimenter, éventuellement, un process industriel

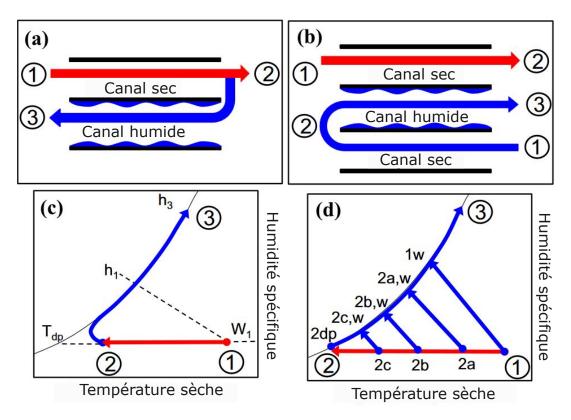


Figure 1.31 – Représentation schématique d'un cycle M classique (a), modifié (b) et leur représentation sur un diagramme psychrométrique (c) avec la construction séquentielle (d) - traduit de [Mahmood et al., 2016].

Les systèmes utilisant le cycle M et ses dérivés commencent à être exploités pour des usages de rafraîchissement dans le bâtiment. La difficulté principale réside dans la construction et la géométrie de tels échangeurs de masse et de chaleur [Mahmood et al.,

2016]. En France, Caeli Energy a lancé en 2022 son système *Caeli one* utilisant le cycle de Maisotsenko pour un usage pièce par pièce (source : https://www.caeli-energie.com/). D'autres constructeurs se sont emparés de cette technologie, comme Seeley en Australie, qui produit la gamme Coolerado pour des applications plus industrielles comme le refroidissement de data-center (source : https://www.seeleyinternational.com). D'autres domaines d'application peuvent profiter du cycle M (tour de refroidissement, turbine à gaz) mais ne seront pas détaillés ici.

3.5 Rafraîchissement par geocooling

Le rafraîchissement passif, en utilisant le sol ou l'eau souterraine, est possible grâce au fait que les températures du sous-sol sont relativement faibles tout au long de l'année, pourvu que l'on atteigne une profondeur suffisante (4 mètres suffisent en général). La Figure 1.32 montre l'évolution de la température du sol en fonction de la profondeur et du temps pour la ville de Haguenau (67) selon l'Équation 1.6, issue de [Triboix et Bouvenot, 2022]. Cette équation pose l'hypothèse d'une variation sinusoïdale de la température extérieure en cycles annuel et journalier, ce qui fait osciller la température du sol selon la même période, mais avec un déphasage. Par linéarité, les signaux journaliers et annuels se superposent.

$$T(z,t) = T_{m_a} - \frac{\Delta T_a}{(2/Bi_a + 2 + Bi_a)} e^{-z\sqrt{\frac{\omega_a}{(2a)}}} \left[(1 + Bi_a) \cos\left(\omega_a t - z\sqrt{\frac{\omega_a}{2a}}\right) + sin\left(\omega_a t - z\sqrt{\frac{\omega_a}{2a}}\right) \right]$$

$$- \frac{\Delta T_j}{(2/Bi_j + 2 + Bi_j)} e^{-z\sqrt{\frac{\omega_j}{(2a)}}} \left[(1 + Bi_j) \cos\left(\omega_j t - z\sqrt{\frac{\omega_j}{2a}}\right) + sin\left(\omega_j t - z\sqrt{\frac{\omega_j}{2a}}\right) \right]$$

$$+ sin\left(\omega_j t - z\sqrt{\frac{\omega_j}{2a}}\right)$$

Avec

z, la profondeur, en mètre.

t, le temps, en seconde.

 T_{m_a} , la température moyenne annuelle du site, en °C.

 $Bi_x = \frac{hL_c}{\lambda}$, le nombre de Biot journalier ou annuel selon l'indice.

h, le coefficient convectif à la surface du sol, en W.m⁻¹.K⁻¹.

 L_c , la longueur caractéristique en mètre, ici définit par $L_c=\sqrt{rac{2a}{\omega}}$.

 ΔT_x , l'amplitude annuelle ou journalière moyenne, selon l'indice, de la température ambiante.

 $\omega_x=rac{2\pi}{t_x}$, la fréquence annuelle ou journalière, selon l'indice, se rapportant à la période t_x , journalière ou annuelle.

a, la diffusivité thermique du sol.

La température, à 5 m de profondeur, est comprise entre 12 et 8 °C, offrant ainsi des températures plus fraîches que l'air extérieur en été. Le principe, simple, est donc d'utiliser les différentes technologies d'échangeurs présentées en section **2.2 Les différents capteurs géothermiques et assimilés** pour obtenir un refroidissement.

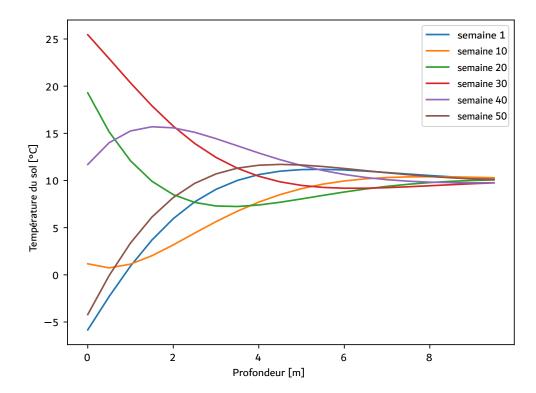


Figure 1.32 – Températures analytiques du sol en fonction de la profondeur et du temps pour Haguenau (67).

4 Le stockage d'eau de pluie, un enjeu pour une ressource en diminution

Les prédictions des précipitations semblent bénéficier d'une attention publique plus faible que les prédictions d'augmentation des températures, la plupart des médias se concentrant sur les phénomènes de canicule, de montées des eaux et éventuellement des sécheresses (certes liées aux précipitations). Au niveau mondial, c'est environ 1/3 de la population qui va être confronté à un déficit de précipitation, tandis que le reste de la planète sera en excès par rapport aux références actuelles [Caudron, 2024].

En 2022 et 2023, la France a connu des passages de sécheresse assez marqués, notamment à l'hiver 2022/23 et à l'été 2022. A ces épisodes de sécheresse se sont ajoutés des précipitations et épisodes d'inondation abondants fin 2023 (15 au 18 septembre ou 18 au 20 octobre) ([Météo France, 2023, Météo France, 2024]).

L'outil "Drias les futurs du climat" (https://www.drias-climat.fr) mis à disposition par Météo France permet d'explorer les différentes prédictions concernant le climat français en fonction des scénarios RCP (Representative Concentration Pathway) pour plusieurs horizons.

Les Figures 1.33, 1.34, 1.35 tirées de cet outil, donnent un aperçu des prédictions du climat français concernant le volet précipitations. Trois types d'horizons sont définis : l'horizon proche qui s'intéresse à la période (2021-2050), un horizon moyen (2041-2070) et un horizon lointain (2071-2100). Nous nous intéresserons uniquement à l'horizon proche qui témoigne déjà de changements non négligeables et dont les prédictions sont plus assurées.

Concernant les scénarios, au vu des derniers rapport du GIEC [Allan *et al.*, 2022], il semble que la tendance des émissions, ainsi que les politiques mises en oeuvre, suivent un scénario RCP6.0. Ainsi, par souci d'encadrement de la valeur de réchauffement (et du fait que le scénario 6.0 n'est pas accessible sur la plateforme), le choix a été fait de montrer en priorité les scénarios RCP4.5 et RCP8.5.

Concernant le cumul annuel des précipitations (Figure 1.33), la donnée brute semble peu alarmante avec une légère augmentation sur l'ensemble du territoire (jusqu'à +100 à 200 mm par an). Avec une précipitation moyenne en France d'environ 700 mm (mais des extrêmes à plus de 1500 mm/an dans les massifs montagneux), cette hausse est quand même de l'ordre des 10 % . Un déficit de précipitation apparaît pour le scénario RCP8.5 mais à l'horizon moyen et de façon très marginale (-100 mm par an autour du massif pyrénéen).

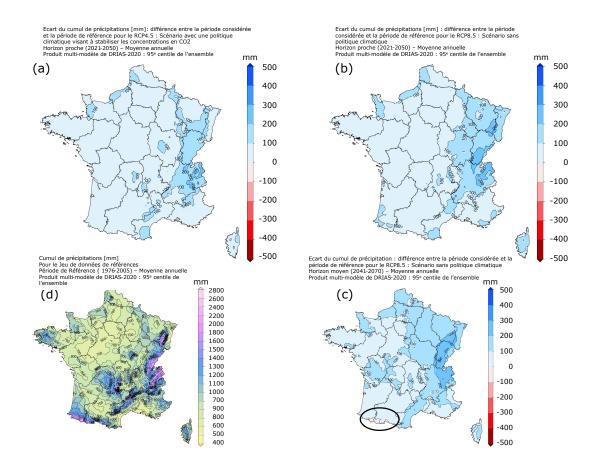


Figure 1.33 – Écart du cumul de précipitations annuelles à l'horizon proche pour le scénario RCP 4.5 (a), RCP 8.5 (b), à l'horizon moyen pour le scénario 8.5 (c) et cumul de précipitations annuelles en l'état actuel (d) - source Drias.

Cependant, lorsque l'on s'intéresse à deux autres marqueurs de précipitation - à savoir le nombre de jours secs consécutifs (c'est-à-dire sans cumul de précipitation inférieur à 1 mm - Figure 1.34) et le pourcentage de précipitation intense (la part que représentent les précipitations au dessus du 90ème centile annuel dans le montant total des précipitations - Figure 1.35) - on s'aperçoit que même si le cumul total augmente, la fréquence des précipitations va diminuer et son intensité augmenter.

Actuellement, le nombre de jours secs consécutifs est de l'ordre de 25 (quart Nord-Est du pays) à 40 pour les côtes méditerranéennes. L'augmentation de cet indicateur pourrait atteindre 6 à 8 jours très rapidement et même dépasser 10 jours sur une grande partie sud du pays (*i.e.* + 20 à 25 %).

De façon générale, les précipitations intenses (donc les 36 pluies les plus fortes) représentent 50 à 60 % des précipitations. Dans le sud de la France, la valeur monte à 85 %. Dans les scénarios futurs, ces valeurs augmentent de 4 à 6 % dans un horizon moyen, ce qui tend effectivement à montrer une hausse de la part des précipitations intenses dans le montant total annuel.

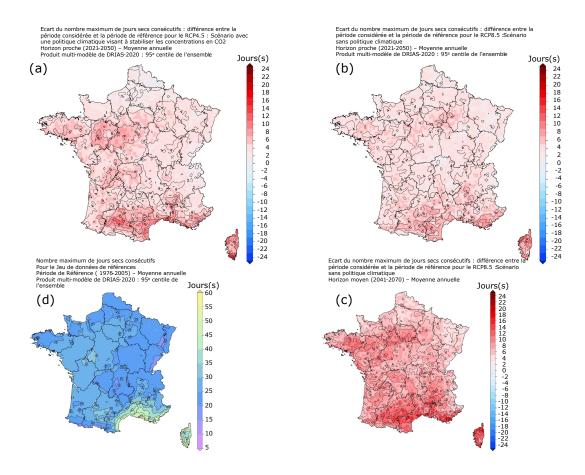


Figure 1.34 – Écart du nombre de jours Écart consécutifs annuel à l'horizon proche pour le scénario RCP 4.5 (a), RCP 8.5 (b), à l'horizon moyen pour le scénario 8.5 (c) et nombre maximum de jours secs consécutifs annuel en l'état actuel (d) - source Drias.

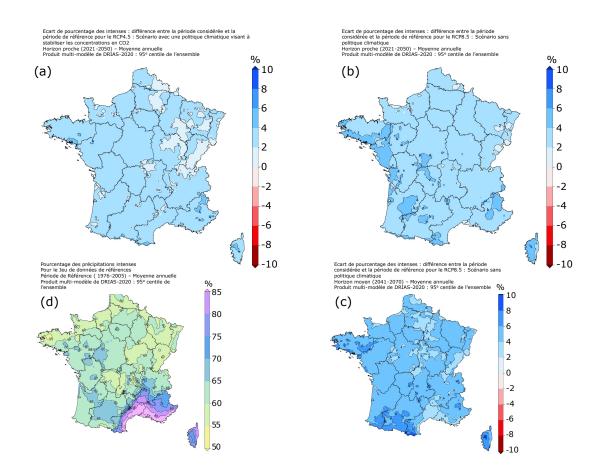


Figure 1.35 – Écart du pourcentage des phénomènes intenses annuels à l'horizon proche pour le scénario RCP 4.5 (a), RCP 8.5 (b), à l'horizon moyen pour le scénario 8.5 (c) et pourcentage des phénomènes intenses annuels en l'état actuel (d) - source Drias.

Ainsi, l'eau de pluie deviendrait une ressource alternativement rare puis surabondante. Il sera alors essentiel de pouvoir la stocker en vue de son utilisation future, ce qui pose les questions du dimensionnement de tels stockages, en fonction des objectifs souhaités (arrosage, eaux d'évacuation, rafraîchissement passif...).

4.1 Les différentes utilisations de l'eau de pluie

4.1.1 Usage de l'eau en général en France

Avant d'aborder les usages possibles de l'eau de pluie, il convient de faire un point sur l'usage de l'eau en général en France. Les chiffres suivants sont issus du Ministère de la transition écologique et des territoires [MTE-MCT, 2023].

On distingue deux types de réservoirs naturels : les eaux de surface (fleuves, lacs, etc...) et les eaux souterraines (nappes phréatiques essentiellement). L'eau est dite prélevée dans ces réservoirs. Elle peut ensuite être consommée ou restituée aux milieux

aquatiques. La quantité d'eau consommée (4,1 milliards de m³) est donc bien moins importante (presque 31 milliards de m³, soit environ 13%) que la quantité d'eau prélevée (Figure 1.36).

Cette différence importante vient du prélèvement conséquent des canaux d'irrigation et de l'eau de refroidissement des centrales de production d'électricité (17% et 51% (en marron sur le graphique) du volume total prélevé respectivement), dont une grosse partie n'est donc pas consommée.

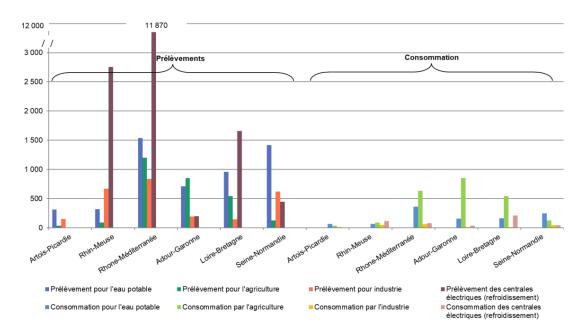


Figure 1.36 – Prélèvements et consommation d'eau douce en France (2010-2018) hors hydroélectricité et alimentation des canaux de navigation (en millions de m³) - [MTE-MCT, 2023].

Le plus gros consommateur d'eau est le secteur agricole avec 57% (en vert) devant l'eau potable (26% - en bleu), la consommation des centrales électriques (12% - en orange) et les usages industriels (5%).

Pour les usages industriels, agricoles et d'eau potable, le prélèvement se répartit de manière équivalente entre eau de surface et eau souterraine, tandis que les centrales électriques et les canaux ne peuvent utiliser que de l'eau de surface.

En France, la consommation moyenne journalière d'eau est de 148 litres par personne. Cette consommation se répartit en poste selon la Figure 1.37 (source : Observatoire National des Services d'Eau et d'Assainissement (Sispea), chiffres de 2023).

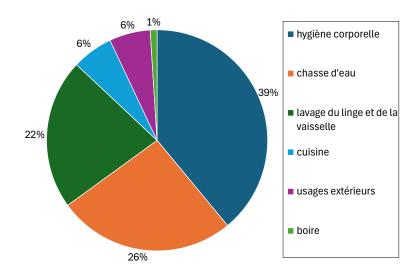


Figure 1.37 – Postes de consommation d'eau d'un ménage, en % (source : chiffres Sispea 2023).

4.1.2 La substitution par l'eau de pluie

L'eau de pluie est naturellement douce, d'un pH neutre ou presque, elle est parfaitement adaptée aux usages agricoles, ou peut être adaptée à la consommation humaine après un traitement adéquat. Son inégale répartition géographique et temporelle, ainsi qu'un usage différent selon le bassin versant (Figure 1.36) rend son captage intéressant, par exemple en vue des moments où elle vient à manquer.

De façon générale et à travers le monde, l'eau de pluie est collectée en vue de se substituer ou de compléter la quantité d'eau utilisée pour les multiples usages présentés. Il y a aussi un avantage économique certain.

L'agriculture bénéficie en général directement des précipitations. L'irrigation (à savoir la consommation d'eau supplémentaire par rapport aux précipitations) peut être soutenue, en cas d'épisode de sécheresse, par des réserves faites en amont. Cependant, [Yuan et al., 2003] semblent indiquer que l'efficacité maximale (en terme de rentabilité économique) d'un système de récupération d'eau de pluie et d'irrigation est atteinte pour des cultures dont les besoins en eau coïncident avec les précipitations, ne requérant ainsi pas un réel stockage inter-saisonnier.

Cependant, l'eau de pluie pourra également être utilisée pour l'alimentation du bétail, à condition d'effectuer un traitement.

La collecte d'eau de pluie est réalisée en vue de disposer d'une réserve potentielle d'eau pour combattre les incendies [Martins Vaz et al., 2023]. D'une façon générale, l'eau utilisée pour l'extinction des incendies est de l'eau potable, l'eau de pluie, en plus d'un gain économique, permet d'ajouter un potentiel supplémentaire dans la lutte contre les feux, particulièrement dans les feux de bâtiments où la réserve d'eau pourrait être directement sur place en cas de collecte via la toiture.

Dans le domaine de l'énergie, l'eau peut être utilisée dans les installations de refroidissement et de climatisation. Cependant, la littérature fait peu état de ce cas, probablement au vu des débits et volumes nécessaires. Dans les tours de refroidissement, l'eau pluviale devrait être impérativement traitée pour être utilisée.

En milieu urbain, la collecte d'eau permet d'éviter l'érosion des surfaces et de limiter les cas d'inondations. En effet, les cuves de rétention et les récupérateurs d'eau de pluie font partie de l'arsenal disponible pour réaliser la gestion de l'eau à la parcelle. Celle-ci vise entre autres à décharger les réseaux d'assainissement, car dans près de 60% des cas, les inondations reconnues comme catastrophes naturelles ont pour origine un débordement de ces réseaux (source : https://www.drieat.ile-de-france.developpement-durable.gouv.fr). Dans certaines communes françaises, à Haguenau par exemple [Communauté d'Agglomération de Haguenau, 2017]), une gestion de l'eau de pluie à la parcelle est requise en cas de nouvelles constructions (extensions comprises).

Les dispositifs de gestion à la parcelle intègrent aussi des systèmes permettant une infiltration facilitée de l'eau dans les sols (drains, puits, ...) ou des revêtements de surfaces poreux (toitures végétalisées, pavés perméables, ...). La gestion à la parcelle permet aussi la recharge des nappes phréatiques, une meilleure qualité de l'eau de ruissellement (souvent une filtration est mise en œuvre) ou des économies d'eau.

Pour les particuliers en France, un arrêté de 2008 ([DEVO0773410A, 2008]) autorise l'utilisation de l'eau de pluie à l'intérieur d'un bâtiment, exclusivement pour le lavage des sols et l'alimentation des chasses d'eau. De plus, son utilisation est interdite dans les établissements de santé (hôpitaux, maisons de retraite, etc.) et les écoles. L'eau de pluie peut également être utilisée pour la lessive, mais à titre expérimental, avec l'accord de l'ANSES (Agence nationale de sécurité sanitaire de l'alimentation, de l'environnement et du travail).

En cas d'utilisation de l'eau de pluie à l'intérieur du logement, les robinets d'accès doivent être clairement identifiés (avec une plaque « eau non potable »), ainsi qu'une possibilité de verrouillage.

L'inégale répartition de l'eau de pluie, rend difficile la projection de la quantité d'eau potable substituable. Cependant, nous pourrions nous essayer ici à un calcul d'ordre de grandeur :

Avec 700 mm/m² de précipitations moyennes annuelles (en considérant plutôt la fourchette basse française), et pour une maison de 4 personnes (prenons 120 m² de toiture), il serait possible de récupérer près de 75 000 litres d'eau de pluie (avec un coefficient de captage de 0,9). Compte tenu des usages autorisés, l'eau de pluie permettrait de substituer au moins 32% de la consommation d'eau des ménages (usage extérieur et chasse d'eau), soit dans notre cas environ 70 000 litres en supposant une adéquation entre les usages et la disponibilité de la ressource, ou un stockage de taille importante. On constate ainsi une bonne adéquation entre le potentiel de ressource et le potentiel d'usage.

4.2 Un point de vigilance : la qualité de l'eau

Dans un article, [NGUYEN-DEROCHE et al., 2011] insistent sur un des angles morts de l'arrêté du 21 août 2008. Cet arrêté distingue, non plus deux catégories de qualité d'eau (potable et de pluie), mais introduit trois niveaux de qualité supplémentaires, à savoir de l'eau de pluie utilisable exclusivement pour des usages extérieurs, une autre utilisable pour le lavage des sols intérieurs et l'évacuation des excreta et enfin celle utilisable pour le lavage du linge. Cependant, il n'y a aucun critère objectif de qualité derrière ces catégories, exclusivement des moyens à mettre en oeuvre pour assurer leur usage réglementé. Les niveaux de contamination ne sont pas abordés.

Les sources de contamination de l'eau de pluie peuvent se trouver dans l'atmosphère durant les précipitations, sur la surface de captage (toit) ou dans le système de stockage dans lequel un développement microbiologique ou bactériologique peut subvenir.

Dans les reviews de [Gwenzi et al., 2015, Latif et al., 2022] qui s'intéressent à la qualité de l'eau de pluie récupérée, plusieurs caractéristiques physico-chimiques et microbiologiques sont considérées comme points d'attention en ce qui concerne la qualité de l'eau et son risque pour la consommation humaine. Les caractéristiques souvent analysées sont présentées le Table 1.4, ci-dessous :

Propriété [Unité] Description		Description	min	max	règle
pH	[-]		4,1	10,4	6,5 à 9
Conductivité	[muS/cm]	Indication de la quantité d'ions présents	13,5	242	1000
Turbidité	[NFU]	Indication de la quantité de matière en suspension	0,5	20	1
COT (Carbone Organique Total)	[mg/L]	Lié à la quantité de pesticides, solvants, etc	< 0,5	160	2
DBO5 (Demande biochimique en oxygène à 5 jours)	[mg/L]	Indication sur la quantité	1	330	35
DCO (Demande chimique en Oxygène)	[mg/L]	de matière organique dans l'eau	5	600	200
ETM (Eléments - Trace Métallique)	[mu g/L]	Plus globaux que les simples métaux lourds, dont une concentration trop élevée est toxique pour l'organisme (ex : plomb, cadmium ou mercure).		variable	
E. Coli, entérocoques	[UFC/100ml]	Indicateurs de contamination fécale	0	>10000	
Salmonella sp, Campylobacter sp [UFC/100ml]		Responsables d'infections entériques		rare	
Legionnella, pneumophila	[UFC/100ml]	Responsables d'infections respiratoires	1	rare	

Table 1.4 – Indicateurs couramment testés dans les cas d'analyse de qualité des eaux pluviales - [Genet, 2015].

En 2015, dans un rapport commandé par la DGS (Direction générale de la santé), l'ANSES s'est penchée sur cette question. Dans sa conclusion, l'ANSES souligne l'hétérogénéité des propriétés physiques, chimiques et microbiologiques de l'eau de pluie, ainsi que le manque de données sur l'utilisation de l'eau de pluie pour la lessive, ce qui ne permet pas d'établir une évaluation des risques sanitaires (ERS) claire [Genet, 2015].

Toutefois, l'agence recommande de ne pas utiliser l'eau de pluie pour la lessive des personnes suivantes :

- personnes souffrant d'allergies cutanées;
- jeunes enfants
- personnes immunodépressives
- personnes hospitalisées
- personnes habitant à proximité d'installations industrielles et de sites agricoles (l'eau de pluie contenant plus de composés chimiques que la normale).

Dans ce rapport comme dans l'arrêté de 2008, aucune indication de niveau de contamination n'a pu être établie.

Cependant, certaines directives existent dans d'autres pays. Au Texas par exemple, en 2006, le *Texas Rainwater Harvesting Evaluation Committee* publie un rapport [Krishna et al., 2006] visant à fournir des lignes directrices sur l'utilisation et la qualité de l'eau de pluie (potable et non potable). En plus de montrer l'énorme potentiel de l'utilisation de l'eau de pluie, en particulier dans les zones urbaines et suburbaines, ce document établit des recommandations pour la qualité de l'eau. Pour les utilisations intérieures non potables, le niveau acceptable de coliformes totaux est inférieur à 500 ufc/100 ml et les niveaux de coliformes fécaux doivent être inférieurs à 100 ufc/100 ml (0 ufc/ml pour l'eau potable). Les tests doivent être effectués une fois par an.

Les techniques usuelles de traitement de l'eau de pluie sont tout d'abord des techniques de filtration. Il existe une large gamme de filtres, du plus grossier en toiture avant les gouttières permettant d'éviter la descente de feuilles (crapaudines) au plus fin à la sortie de la cuve (filtre 5 à 10 microns avec charbon actif), en passant par des filtres moyens en entrée de cuve (filtres de 50 à 100 microns pour retenir les sédiments). Le charbon actif des filtres permet notamment de supprimer mauvais goûts et mauvaises odeurs.

Contre les bactéries, les filtres ne suffisent pas, et d'autres dispositifs doivent être utilisés : les lampes UV, par rayonnement UV (250 nm) vont détruire les bactéries. Pour la plupart des modèles, une efficacité de 99 % est avancée.

Enfin, il est également possible d'utiliser le chlore pour désinfecter l'eau. La chloration (à raison de 30 ml pour 5 L) permet également de détruire les bactéries.

4.3 Différents types de stockage d'eau de pluie

Une installation de récupération d'eau de pluie est obligatoirement composée d'une surface de captage (en toiture), d'un système de stockage (une cuve enterrée ou non), d'un système de filtration qui va dépendre de l'usage souhaité (a minima en descente de gouttière pour séparer les végétaux) et d'un réseau de distribution. Cette dernière partie peut être un simple robinet en cas de cuve aérienne.

Dans cette partie, on s'intéresse aux différents types de stockage d'eau de pluie.

Les cuves les plus faciles d'installation sont les cuves aériennes (hors sol). D'une large gamme, d'une centaine à une dizaine de milliers de litres. La plupart sont constituées de plastique PE, mais il est également possible de trouver des cuves en béton.



Figure 1.38 - Cuve aérienne classique de 1 000 L (source : https://www.multicuves.com)



Figure 1.39 - Cuve aérienne de 250 L (source : https://www.gammvert. fr/)

Il existe également des cuves souples. En PVC ou polyester enduit de polyuréthane, ces cuves varient en volume avec la récupération d'eau de pluie. Cependant, l'emprise au sol doit être prévue pour le volume maximal dans tous les cas. La différence pourrait résider dans le fait qu'une telle cuve est moins haute que les citernes rigides et peut donc être intégrée dans un espace étroit (sous dalle par exemple).



Figure 1.40 - Citerne souple (source: https://www.citerpack.com/).

Enfin, les cuves enterrées, toujours en PEHD ou béton, peuvent nécessiter l'intervention d'une entreprise de terrassement ou d'un engin de levage. Si l'installation est moins aisée, l'avantage réside en un gain de place, ainsi qu'une protection naturelle contre le gel de la cuve.



Figure 1.41 – Cuve en PE destinée à être enterrée (source : https://www.gammvert.fr/).



Figure 1.42 - Cuve en béton destinée à être enterrée (source : https://www.pluvieau.net/).

5 Solutions hybrides de production d'énergie - stockage d'eau de pluie

Dans cette section nous allons faire la revue des systèmes s'approchant du concept Rainergy, c'est-à-dire faisant intervenir un stockage d'eau, de préférence pluiviale, avec une fonction thermique.

5.1 Refroidissement actif et stockage d'eau de pluie

Des prototypes de systèmes actifs utilisant l'eau de pluie comme source froide ont été étudiés mais il n'existe aujourd'hui que peu de systèmes commercialisés utilisant effectivement ce type de source froide. L'absence de norme, la complexité supplémentaire pour le traitement de l'eau de pluie et le faible coût de l'eau potable, dans les pays qui disposent de suffisamment de précipitations pour imaginer en tirer profit sur le plan énergétique, pourraient expliquer le faible nombre de telles installations.

5.1.1 Cuve de récupération d'eau de pluie comme source froide d'une pompe à chaleur - Gan et al & Heu et al & Marigo et al

Partant du constat que la récupération d'eau de pluie est une pratique ancienne, maîtrisée et de niveau technologique relativement faible, [Gan et al., 2007] proposent de tirer parti de la stabilité de la température de l'eau (dans le cas de cuves enterrées) pour tester une nouvelle source froide de pompe à chaleur géothermique. Ainsi, la récupération d'eau de pluie en vue d'avoir une source d'approvisionnement supplémentaire gratuite remplit désormais également la fonction de réservoir de chaleur. L'étude se concentre sur une cuve de récupération d'eau de pluie de 200 L, ce qui est relativement faible (Figure 1.43, en blanc). Pour augmenter l'effet géothermique, un échangeur est installé entre le réservoir et le sol environnant (nommé échangeur-ailettes dans le paragraphe). L'eau de la cuve échange ensuite avec la pompe à chaleur réversible via un échangeur hélicoïdal à double hélice.

Le but premier de l'étude est de déterminer quelle serait la forme d'échangeur la plus adaptée à un tel dispositif. Les résultats, au-delà du design optimal, montrent qu'il est nécessaire d'utiliser un échangeur à ailettes pour assurer le transfert de chaleur entre le sol et l'eau de la cuve pour une utilisation saisonnière de la pompe à chaleur. En effet, dans les conditions expérimentales testées, la prise en glace de l'eau dans la cuve survient dès le 3^e jour d'utilisation dans le cas sans échangeur. Les auteurs n'ont cependant pas investigué la possibilité d'utiliser un volume d'eau plus important qui serait ainsi un plus gros réservoir thermique, soutiendrait des appels de puissance plus importants et possédant une surface d'échange avec le sol plus importante. Les travaux présentés dans le cadre du présent manuscrit visent à répondre à la question du dimensionnement de la cuve. De plus, il peut être intéressant d'ajouter que la formation de glace autour de l'échangeur hélicoïdal peut également servir de stockage de froid pour des applications

estivales (si tant est que le récupérateur d'eau de pluie supporte l'augmentation du volume afférente).



Figure 1.43 – Un des échangeurs testé par [Gan et al., 2007].

Dans une même optique [Eu et al., 2024] ont testé, toujours expérimentalement, le fonctionnement d'une pompe à chaleur couplée à une source froide consistant en un réservoir d'eau de pluie. Par rapport à la précédente étude, le volume contenu dans le réservoir est sensiblement plus important avec près de $100~\text{m}^3$ à plein. Le réservoir, de dimension $11\times 6~\text{m}$, est enterré à 5~m de profondeur, avec une hauteur d'eau maximale de 3~m. Il est composé de blocs perméables (fabricant coréen : Claymax) faits d'un mélange de laitier de haut-fourneau, ciment, granulats fins et verre recyclé, ce qui permet notamment d'améliorer les transferts thermiques par saturation. Le condenseur ou l'évaporateur de la pompe à chaleur est connecté au réservoir via 3~boucles d'échangeur de 150~m, montées en parallèle (donc une longueur totale d'échangeur de 450~m), pour produire du froid ou du chaud (Figure 1.44).

Les résultats montrent un comportement saisonnier du système avec des performances dépendant des caractéristiques du sol. L'étude met en lumière un COP relativement bas (entre 2.4 et 3.4) dû notamment à de faibles niveaux d'eau et qui pourrait donc être amélioré en maintenant un haut niveau d'eau. [Eu et al., 2024] insistent également sur la nécessité de construire des modèles mathématiques pour la prédiction et l'amélioration des performances de ces systèmes.

Cette thèse vise notamment à répondre à ces différentes questions en construisant un tel modèle numérique et en préconisant des règles de dimensionnement et de régulation, tant sur la hauteur minimale d'eau à respecter, que sur le régime de fonctionnement à adopter.

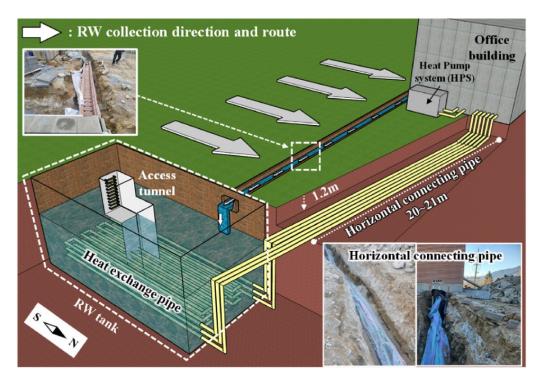


Figure 1.44 – Schéma de l'installation de la pompe à chaleur avec réservoir d'eau de pluie étudiée par [Eu et al., 2024].

Il convient également de mentionner ici l'étude de [Marigo et al., 2021] qui analyse les performances, en mode chaud exclusivement, d'une pompe à chaleur dont la source froide est un récupérateur d'eau de pluie enterré. Dans cette étude, le réservoir et l'échangeur avec 90 m de long (Figure 1.45) ont des dimensions très similaires aux cuves utilisées pour le système Rainergy. Il en est de même pour le bâtiment de l'installation qui possède des parois isolées selon les standards européens actuels (avec des conductances thermiques de l'ordre de $U \sim 0,23~{\rm W/m^2.K}$) pour une surface de 136 m².

En se servant du dispositif expérimental à taille réelle, deux modèles de température de cuve ont été testés par les auteurs : un modèle CFD sur Comsol et un modèle RC (résistance-capacité). La validation a été faite sur une seule température d'eau et sur un jour d'hiver. Elle comporte des écarts maximaux d'environ 1,5 °C.

Plusieurs configurations ont ensuite été testées, notamment avec un échangeur plus petit, une hauteur de réservoir différente (3 mètres ou 2 mètres) ou une profondeur plus importante.

Les résultats montrent que l'influence de l'échangeur est minime comparée à la géométrie de la cuve ou au type de sol. Eu égard à la durée de simulation comparée au temps caractéristique du transfert de chaleur dans le sol, des études de plus long terme sont évidemment nécessaires afin de valider cette conclusion.

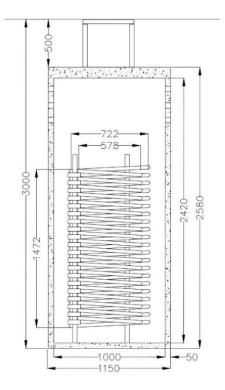


Figure 1.45 — Schéma de l'installation du récupérateur d'eau de pluie avec échangeur hélicoïdal [Marigo et al., 2021].

5.1.2 L'eau de pluie, vecteur d'amélioration des performances du sol - Gao et al.

La conductivité du sol augmente avec sa teneur en humidité. [Kersten, 1949] est le premier à donner une tendance de l'évolution de la conductivité thermique du sol avec la teneur en eau. La Figure 1.46 montre l'évolution de la conductivité thermique λ pour un sol sableux et un sol limoneux pour différentes teneurs en eau w, en %, et de sa densité sèche y_d , en kg.m⁻³.

Ses courbes sont issues des équations suivantes :

$$\lambda = (0.9 \log w - 0.2) 10^{0.01 y_d} \ [W.m^{-1}.K^{-1}] \ sol \ limoneux \ et \ w \ge 7\%$$
 (1.6)

$$\lambda = (0.7 \log w + 0.4) 10^{0.01 y_d} [W.m^{-1}.K^{-1}] \text{ sol sableux et } w \ge 1\%$$
 (1.7)

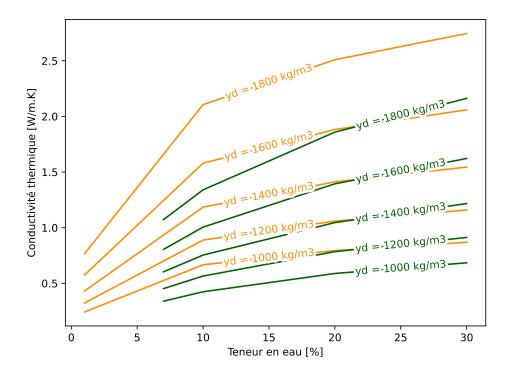


Figure 1.46 – Évolution de la conductivité thermique d'un sol sableux (en orange) et limoneux (en vert) en fonction de sa teneur en eau w et de sa densité sèche y_d d'après [Kersten, 1949].

Ainsi, dans le cas d'échangeurs enterrés, augmenter la teneur en eau dans le sol permet d'améliorer les performances des systèmes. [Gao et al., 2016], partant de ce principe, font l'étude d'une pompe à chaleur horizontale géothermique réversible intégrée dans un concept dit de "développement à faible impact" (Low-Impact Developement, "LID" dans la communauté anglophone). Ce concept, développé par [Prince George's County, 2000], promeut une gestion alternative de l'eau pluviale axée sur une limitation du ruissellement, un développement de l'infiltration, et plus généralement la protection de l'eau et des habitats naturels. L'eau de pluie est stockée de façon naturelle dans le sol, dans un espace dénommé jardin pluvial, qui peut absorber les eaux de ruissellement d'une surface jusqu'à 10 fois supérieure à la sienne grâce à une topographie en pente, une végétation adaptée et un sol perméable. Dans cette étude numérique, validée par un dispositif expérimental de laboratoire, les auteurs couplent un modèle de transfert de chaleur avec un modèle de transfert de masse dans le but d'évaluer l'impact de la mise en place d'un jardin pluvial sur les performances d'une PAC géothermique réversible (Figure 1.47). Un article par [Doherty et al., 2004] fait également la comparaison de trois différentes sources froides, dont une bobine enterrée dans un mélange de gravier et d'eau de pluie de drainage. Peu d'informations sur le système sont explicitées et la comparaison avec les échangeurs "classiques" horizontaux et verticaux n'est pas probante.

Cependant, les résultats présentés dans l'étude montrent que les échanges thermiques varient en accord avec la teneur en eau du sol. À l'équilibre, pour une teneur en eau

trois fois supérieure (0.1 contre 0.3), l'échange thermique d'un tube enterré avec de l'eau circulant à 35 °C double (36 W/m contre 71 W/m). Ainsi, pour déterminer au mieux les performances de l'échangeur géothermique horizontal, un modèle couplé de transfert de chaleur et de masse dans le sol peut être nécessaire, surtout lorsque les gradients de température sont assez élevés et le sol peu humide. En effet, le transfert de masse est dirigé par le gradient thermique. Pour un sol humide, la conductivité augmente, réduisant le gradient de température (et donc les transferts de masse). Ainsi, pour un sol humide ou lorsque le gradient de température est faible, la dépendance entre conductivité thermique et la teneur en eau est suffisante et il n'est pas nécessaire d'avoir un modèle couplé. L'étude portant sur des températures d'échangeur de 35°C et de sol de 20°C, il n'est pas possible de conclure sur le cas de Rainergy dont les températures d'eau seront moins élevées. En effet, les températures extérieures dans la localité du prototype ne dépassent pas 35°C pendant une durée suffisante pour atteindre des conditions expérimentales similaires. Cependant, une attention particulière devra être apportée quant à la variabilité des conductivités thermiques en fonction de la teneur en eau, qui sera abordée dans le chapitre 3, 2.3.2 Propriétés des sols.

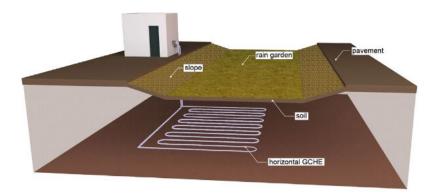


Figure 1.47 – Échangeur horizontal stimulé par infiltration d'eau de pluie [Gao *et al.*, 2016].

5.1.3 ITHERST (Integrated THermal Energy and Rainwater STorage) - Upshaw et al.

Dans une première publication, [Upshaw, 2015] présente un concept de stockage thermique, sous forme de réservoir d'eau de pluie, associé à un groupe froid (détente directe - condenseur à air) nommé ITHERST (Integrated THermal Energy and Rainwater STorage). Le réservoir de stockage est uniquement utilisé côté condenseur pour améliorer les performances du groupe froid lorsque les conditions extérieures sont défavorables, c'est-à-dire quand la température d'air est trop élevée. L'idée principale est de réduire les consommations du compresseur lors des heures pleines, qui sont concomittantes avec les heures chaudes. Le système fonctionne selon trois modes successifs (en faisant l'hypothèse d'un réservoir thermique pleinement chargé à sa température minimale autorisée, soit 15.5 °C) :

- 1. Mode 1, condenseur à air : le matin, le groupe froid rafraîchit les locaux en utilisant le condenseur à air.
- 2. Mode 2, condenseur sur réservoir : une fois que la température est trop élevée, le groupe froid passe sur le condenseur immergé dans le réservoir, le réchauffant. La température plus basse permet de gagner des points de performance. Une fois le pic de température passé ou la température maximale du ballon atteinte (24°C), le groupe froid revient au mode 1.
- 3. Mode 3, recharge du réservoir : durant la nuit, lorsque le besoin froid est faible et que les conditions extérieures sont favorables, le groupe froid recharge le réservoir, le ramenant à sa température idéale de stockage.

Dans cette étude, le choix des différents modes de fonctionnement est exclusivement basé sur un planning horaire (par exemple, mise en route du mode 3 à minuit ou mise en route du mode 2 entre 15h et 17h), ce qui explique le flou volontaire autour des températures extérieures "défavorables" ou "plus basses". On peut noter que l'utilisation d'un planning de fonctionnement horaire ne permet pas de tirer profit des conditions climatiques parfois plus favorables, ce qui est une lacune de l'étude.

L'article vise une approche par modélisation permettant de tester diverses configurations de compresseur mais aussi différents volumes de stockage. Les principales conclusions montrent un bénéfice pouvant aller jusqu'à 40% de réduction de la puissance appelée lors de la pointe de consommation, au prix toutefois d'une surconsommation énergétique d'environ 7%, due à la nécessité de refroidir le stockage.

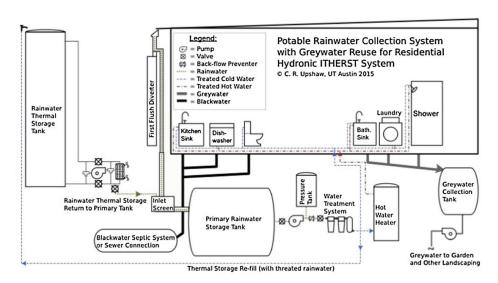


Figure 1.48 – Système ITHERST (Integrated THermal Energy and Rainwater STorage) étudié par [Upshaw et al., 2017].

Dans une étude ultérieure, [Upshaw et al., 2017] mettent en avant une intégration plus complète du stockage d'eau de pluie, en modélisant d'une part les flux de l'eau de pluie récoltée, mais aussi en permettant le by-passage du groupe froid pour une

utilisation directe du stockage dans le bâtiment au travers des ventilo-convecteurs en lieu et place du mode 2, présenté dans le précédent article. Le réseau d'utilisation d'eau de pluie est séparé en 4 cuves (voir la Figure 1.48). Une cuve primaire récupère l'eau après filtration puis redistribue l'eau vers le réseau interne du bâtiment ou le stockage thermique après un traitement jusqu'au niveau potable. Les eaux grises et noires sont évacuées, respectivement, vers une cuve et le réseau d'évacuation ou une fosse septique. Il peut être important de remarquer ici que l'eau du stockage thermique n'est plus de l'eau de pluie mais de l'eau potable. Si les auteurs présentent ceci comme une réponse au possible encrassement de l'échangeur, problématique hors du périmètre de l'étude, il est légitime de s'interroger sur un tel niveau de qualité d'eau, qui demande ressource et énergie.

Les résultats montrent une meilleure efficacité avec une réduction de la puissance de pointe qui augmente avec le volume de stockage jusqu'à une asymptote à 80% pour une perte énergétique équivalente à la précédente étude (autour de 8%). Cette perte étant due majoritairement aux déperditions vers l'environnement extérieur, un réservoir enterré améliorerait les performances de l'installation sur la période d'utilisation estivale grâce à une température du sol plus faible que la température extérieure. La réduction de consommation d'eau de ville peut atteindre jusqu'à 90% sans pour autant être supprimée.

Les auteurs pointent l'importance du bon dimensionnement des différentes cuves, un sur-dimensionnement n'apportant aucun bénéfice mais seulement des dépenses supplémentaires. Les volumes optimaux des cuves étant très différents, avec $1.5~\mathrm{m}^3$ pour le stockage thermique et $30~\mathrm{m}^3$ pour le stockage d'eau de pluie, les auteurs concluent en soulevant l'idée d'un stockage combiné d'eau et d'énergie. Rainergy s'inscrit dans ces deux observations avec un usage mutuel et concurrent du stockage d'eau de pluie, entre réservoir thermique et apport alternatif d'eau à usage domestique.

5.1.4 Pompe à chaleur solaire et cuve de stockage de glace - Vitofriocal de Viessmann

Le fabricant Viessmann utilise une cuve d'eau (qui n'est pas de l'eau de pluie) dont les dimensions sont particulièrement proches de celles des prototypes utilisés dans cette thèse - diamètre de 2,5 m, hauteur de 3,5 m pour un volume de 10 m³ [Viessmann, 2013]. En plus de la cuve utilisée comme source froide de la pompe à chaleur en hiver, des absorbeurs d'énergie solaire (et d'air ambiant) type "moquette solaire" permettent, soit de proposer une source froide plus performante pour la PAC, soit de régénérer le stockage (cf. Figure 1.49). L'innovation du système réside dans le fait d'utiliser l'énergie latente de l'eau en allant jusqu'à la prise en glace en fin de saison de chauffe pour avoir une réserve de glace qui permettra un rafraîchissement passif du bâtiment. Pour rappel, l'énergie nécessaire à la fusion d'1 kg d'eau est de 93 Wh (enthalpie de fusion de 334 kJ/kg), soit autant que l'énergie nécessaire pour augmenter de 80 °C de l'eau liquide (1,16 Wh/K ou 4,18 kJ/K pour 1 kg d'eau).

En cas d'englacement total de la cuve, la quantité de froid mobilisable serait donc équivalente à ~ 930 kWh de froid, sans tenir compte des pertes thermiques et de

l'utilisation de l'eau liquide.

La formation de glace (à l'aide d'une PAC comme présenté ci-dessus), ou *a minima* le rafraîchissement de la cuve en hiver grâce à l'air extérieur, pourrait être une utilisation intéressante pour le système Rainergy.

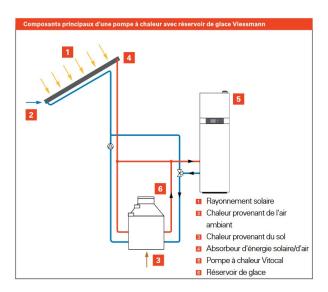


Figure 1.49 – Installation du système Vitofriocal de Viessmann [Viessmann, 2013].

5.2 Rafraîchissement passif et stockage d'eau de pluie

L'utilisation du stockage d'eau de pluie pour le rafraîchissement passif est évaluée dans quelques publications qui sont décrites dans les sections suivantes.

5.2.1 Cuve de récupération d'eau de pluie et bâtiment thermo-actif - Kalz et al.

[Kalz et al., 2010], dans une étude de 2010, présentent l'instrumentation d'un nouveau concept de chauffage et refroidissement dans un immeuble résidentiel en Allemagne. Les émetteurs sont directement inclus dans la structure, formant un bâtiment "thermoactif". En hiver, deux cuves de récupération d'eau de pluie de 11 m³ servent de sources froides à une pompe à chaleur de 6.7 kW. En été, seule une des deux cuves est utilisée en boucle fermée pour refroidir passivement le bâtiment (Figure 1.50). Ce système, dans son mode "été", s'approche donc de Rainergy avec pour seule différence le type d'émetteurs utilisés.

Nous détaillerons ici exclusivement les conclusions et enseignements tirés de deux années complètes d'acquisition, pour le fonctionnement en mode rafraîchissement. La production froide peut atteindre plus de 1 000 kWh pour une puissance variant entre 0.5 et 1.5 kW, avec des pics à 2 kW en début de saison de refroidissement, lorsque la température de la cuve est encore basse. Celle-ci varie entre 6°C en sortie d'hiver jusqu'à plus de 21°C en été, avec une stratification entre le fond qui reste plus froid

que le haut de la cuve, malgré la présence de l'échangeur de chaleur dans son dernier tiers. L'étude montre que les pertes thermiques de la cuve sont majoritairement dues aux déperditions vers le sol environnant (950 kWh sur la période). Celles-ci sont reliées au rapport aire/volume, et ont été évaluées à 6.4 W/m⁻¹. Les auteurs insistent également sur l'importance de piloter au mieux le système et ses appels de puissance, un fonctionnement continu pouvant conduire à une dégradation trop rapide de l'énergie froide stockée dans le réservoir.

Ce système, qui s'approche de Rainergy de par sa taille, son usage et sa puissance fournie, permettra d'anticiper les ordres de grandeur des différents résultats qui devraient être obtenus. L'étude expérimentale, très complète, sera évidemment un exemple à suivre. On retiendra notamment l'acquisition, à la minute, des données sur deux années complètes qui donne une réelle consistance aux résultats expérimentaux, mais aussi l'analyse de la consommation des auxiliaires qui a une importance certaine dans les études de systèmes passifs. Cependant, aucune modélisation n'a été réalisée, ne permettant pas d'explorer d'autres configurations, climats ou sols par exemple. De plus, contrairement à la cuve "chaude" qui sert également de source d'eau alternative, le volume de la cuve du mode froid ne varie pas (l'eau n'est pas utilisée pour un autre usage que thermique), ce qui constitue une différence avec Rainergy. De plus, le système d'émetteur est différent : via le vecteur air et la VMC pour Rainergy contre une boucle d'eau intégrée dans la structure du bâtiment.

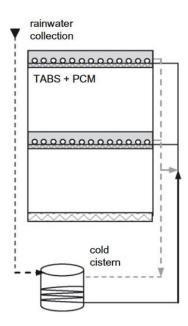


Figure 1.50 – Mode refroidissement de [Kalz et al., 2010].

5.2.2 Puits climatique amélioré grâce à une cuve d'eau - Choorapulakkal et al

[Choorapulakkal et Noguchi, 2014], partant du constat que les performances des puits climatiques dépendent grandement de l'humidité présente dans le sol environnant, testent les performances d'un puits climatique amélioré : au lieu de faire passer les tubes dans le sol, ces derniers sont immergés dans une cuve enterrée de 110 m³ (11m de long par 2,4m de large pour une hauteur de 3,3m). L'air extérieur passe donc par un échangeur constitué de tube en PVC (diamètre 5 cm) d'une longueur totale de 45 m, placé au fond de la cuve, voir Figure 1.51.

Les résultats montrent des écarts de température entre l'entrée et la sortie de l'échangeur pouvant aller jusqu'à 8° C, ce qui représente une puissance d'environ 400 W avec un débit de 140 m³/h. La température d'eau de la cuve, de 27 à 28 °C, limite la température de sortie d'air.

Si l'étude est intéressante, les tests n'ont pu être réalisés que sur 4 jours, à raison de 4 mesures d'une période de 30 min. Les auteurs ont également pu tester l'influence de la vitesse d'air : avec son augmentation, la température de sortie augmente naturellement.

Enfin, les auteurs se posent également la question de la mesure de l'influence de l'exposition de la dalle au soleil, qui peut également être une problématique dans la modélisation de Rainergy - même si, du fait de sa forme plus en profondeur, celui-ci sera moins exposé.

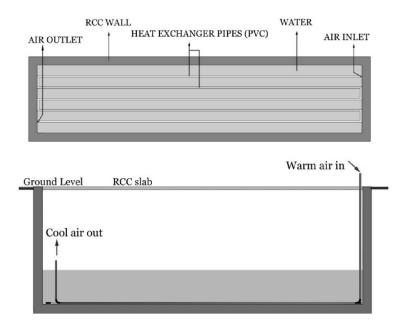


Figure 1.51 – Système de puits climatique hydraulique de [Choorapulakkal et Noguchi, 2014], en plan (haut) et en coupe (bas).

5.2.3 Refroidissement passif amélioré par évaporation - Sodah et al

L'étude numérique réalisée par [Sodha et al., 1994] théorise l'utilisation d'un système de refroidissement convectif passif assuré par un stockage d'eau sous-terrain et amélioré par un échangeur évaporatif en surface (aucune technologie mentionnée). Les performances du système sont évaluées en terme d'indice d'inconfort par rapport à 27.5 °C, la température de confort estival à Jodhpur en Inde ($DI = \int_{p\acute{e}riode} (T_{room} - 27.5) \, dt$). Si l'étude reste à un état assez superficiel (calcul mensuel, pas de résultat quant à la température de l'eau stockée, volume d'eau constant...), elle accorde de l'importance aux débits des boucles de refroidissement, ce qui pourrait être un point d'attention pour le système Rainergy et semble envisager l'usage de tels systèmes pour des climats rigoureux en termes de confort d'été.

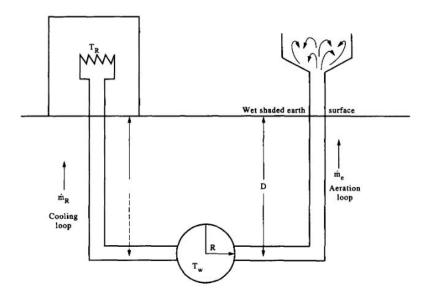


Figure 1.52 – Schéma du système de refroidissement souterrain proposé par [Sodha *et al.*, 1994].

5.2.4 Refroidissement évaporatif par eau de pluie - Hviid et al

Un article de [Hviid *et al.*, 2020] rend compte de l'usage d'eau de pluie exclusivement pour la production de froid évaporatif. Au Danemark, une école rénovée de 537 m² a testé l'ajout d'un échangeur adiabatique au niveau de sa ventilation double-flux pour améliorer son confort d'été. Une des spécificités du projet vient de la source d'eau utilisée pour l'échangeur adiabatique qui provient d'une cuve de récupération d'eau de pluie de 10 m³. L'eau de pluie est récupérée dans un réservoir intermédiaire après un traitement par filtration, dans lequel une désinfection UV est réalisée. L'échangeur adiabatique utilisé peut fonctionner selon le mode classique de refroidissement indirect - dans lequel l'air repris est refroidi par froid évaporatif, au travers d'un canal humide, avant de refroidir l'air neuf au moyen d'un échangeur air-air à plaque classique. Un autre mode, dit de refroidissement indirect à régénération, s'enclenche lorsque la température de rosée est

supérieure à la température de consigne de soufflage. Ce mode recircule une partie de l'air soufflé avec l'air repris, pour obtenir un air soufflé encore plus froid (Figure 1.53).

L'étude met en lumière l'efficacité de l'échangeur adiabatique avec des puissances entre 20 et 30 W/m², soit le même ordre de grandeur que la puissance sensible récupérée à l'échangeur air-air. Cependant, et c'est un point qui ne devra pas être négligé dans notre étude, l'analyse de la surconsommation électrique due au fonctionnement des pompes à haute pression (qui pulvérisent l'eau) semble montrer que l'efficacité est comparable à celle d'un groupe froid classique. En effet, sur une semaine de fonctionnement, il a été relevé une surconsommation de 0.30 kWh/m² pour une production de froid supplémentaire de 0,68 kWh/m², soit un "COP" de 2.2. Cependant, la non-utilisation de fluide frigorigène n'est pas à négliger et la durée courte de l'analyse (4 semaines) nous oblige à la prudence quant aux conclusions que l'on pourrait tirer.

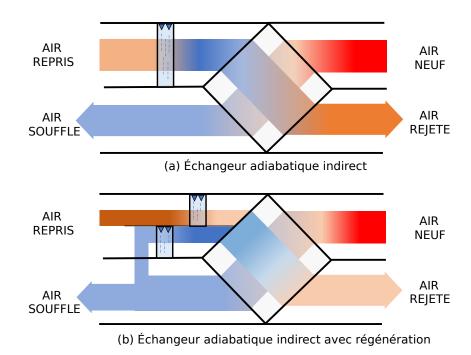


Figure 1.53 – Schéma du système de refroidissement adiabatique indirect (a) et indirect avec régénération (b).

5.2.5 Collecte d'eau de pluie améliorée pour le confort dans un climat aride - BMDesign Studios

Le cabinet d'architecture BMDesign Studios propose un concept de "sur-toiture" concave ("Concave Roof") dans le cadre d'un projet pour un site éducatif en Iran (source : www.archdaily.com/802377/).

Le but est de collecter une quantité supérieure d'eau lors de phénomènes pluvieux (rares pour la région) mais également de tirer parti de cette forme pour augmenter la

surface d'ombrage ou de favoriser le tirage naturel au niveau de la toiture plate (par effet venturi).

L'argument en faveur de ce type de géométrie comparé à un dôme ou toit classique serait que les gouttes de pluie s'unissent (coalescent) pour former des plus grosses gouttes qui ont alors moins tendance à s'évaporer.

Enfin, le cabinet propose de stocker l'eau de pluie récoltée dans des réservoirs insérés au niveau des murs, ce qui permet de profiter d'un apport de fraîcheur dû à l'eau de pluie (un peu) et d'un surplus de capacité thermique dans le mur (beaucoup), permettant ainsi d'améliorer le déphasage.

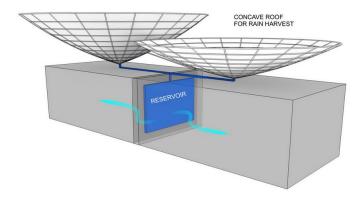


Figure 1.54 – Schéma du système de collecte d'eau de pluie et intégration du système de stockage dans les murs.

Sources	PAC ou Pas-	Eau de pluie ou	Variation du	Été ou Hiver	Enterré ou	Modèle ou
	sif	Eau	niveau		Aérien	Expé
[Upshaw <i>et al.</i> , 2017]	PAC	Eau	Non	Été	Aérien	Modèle
[Gan <i>et al.</i> , 2007]	PAC	Eau de pluie	Non	Les deux	Enterré	Les deux
[Marigo <i>et al.</i> , 2021]	PAC	Eau de pluie	Non	Hiver	Enterré	Les deux
[Eu <i>et al.</i> , 2024]	PAC	Eau de pluie	Oui	Les deux	Enterré	Expé
[Sodha <i>et al.</i> , 1994]	Passif	Eau	Non	Été	Enterré	Modèle
[Kalz <i>et al.</i> , 2010]	Les deux	Eau de pluie	Non	Les deux	Enterré	Expé
Rainergy	Passif	Eau de pluie	Oui	Les deux	Enterré	Les deux

Table 1.5 – Synthèse des systèmes proches de Rainergy.

6 Synthèse de l'état de l'art

La revue bibliographique effectuée ici met en lumière les points suivants par rapport au dispositif étudié dans ce manuscrit, qui, pour rappel, vise à utiliser un stockage d'eau de pluie à des fins de rafraîchissement passif :

- La géothermie de surface est un levier d'utilisation d'ENR stable, disponible et varié, dont la pénétration dans les projets peut être accrue.
- Le stockage d'eau de pluie est une des solutions pour faire face à la raréfaction de la ressource en eau en période de sécheresse et à sa gestion en période de précipitations intenses.
- L'environnement réglementaire des installations de stockage d'eau de pluie est relativement flou, peu exigeant en termes de qualité de l'eau, mais contraignant sur son utilisation (usages intérieurs très limités notamment).
- On recense une installation similaire ([Kalz et al., 2010]), ce qui confirme l'originalité de ce travail qui puise de l'énergie dans un stockage d'eau de pluie et la distribue avec le vecteur eau, ce qui reste différent du système Rainergy.
- La plupart des études valorisant énergétiquement les eaux de pluie l'utilisent en tant que source froide d'une pompe à chaleur.
- Dans l'étude de [Kalz et al., 2010], les niveaux de température de la cuve sont compris entre 6 et 21 °C. Les puissances produites sont de l'ordre du kW et la production autour de 100 Wh/L d'eau stockée.

Sur le plan de la modélisation numérique, un état de l'art spécifique sera réalisé en début du Chapitre 3, **2 Etat de l'art de la modélisation et choix de modèles**. Cependant, les études présentées révèlent que :

- Les modèles numériques concernent généralement les applications avec systèmes actifs. Cependant, hormis une étude CFD ([Marigo et al., 2021], la plupart des modèles considèrent un unique nœud de température. La variation de volume est également peu documentée.
- La variation des propriétés du sol avec l'humidité sont peu prises en compte (seulement [Gao et al., 2016]).
- La stratification est rarement traitée dans les différents dispositifs expérimentaux avec cuve ou dans leurs modèles associés et constitue une piste de recherche.

Conclusion

La géothermie est l'expression de l'énergie interne de la Terre. Au cours de l'Histoire, les Hommes ont pu exploiter cette énergie pour divers usages.

La géothermie de surface est la fraction la plus facilement exploitable de l'énergie terrestre. Grâce au géocooling, il est possible de rafraîchir les bâtiments sans consommation importante d'énergie.

Le rafraîchissement passif rassemble un ensemble de technologies également peu consommatrices d'énergie dont l'usage devrait augmenter avec le changement climatique, tandis que le stockage d'eau de pluie est un enjeux pour répondre aux défis liés à la raréfaction de l'eau.

Les concepts de stockage d'eau de pluie pour le rafraîchissement passif des bâtiments apparaissent alors comme une piste d'avenir pour améliorer l'efficacité énergétique et la résilience des bâtiments tout en répondant à la gestion des ressources en eau, et ce malgré un cadre réglementaire limité, des données expérimentales encore rares ou l'absence de modèles bien établis.

Chapitre 2

Dispositifs expérimentaux - Présentation, résultats, analyse

Le second chapitre de cette thèse est consacré à la présentation de l'étude expérimentale réalisée. Cette étude a deux buts principaux. Tout d'abord, évidemment, valider expérimentalement le concept de récupérateurs d'eaux pluviales géothermiques. Dans un second temps, les données récoltées au travers de cette étude permettront de valider les modèles numériques établis qui sont abordés dans le prochain chapitre.

Sommaire

1	Présentation des prototypes expérimentaux					
	1.1	Localisation des prototypes	82			
	1.2	Prototype 1 : Haguenau	82			
	1.3	Prototype 2 : Eschbourg	85			
	1.4	Prototype 3 : Saverne	86			
2	Pré	sentation de la campagne de mesure	88			
	2.1	Généralités : Acquisition continue	88			
	2.2	Spécificité : Acquisitions ponctuelles et divers	90			
3	Rés	ultats de l'étude expérimentale	93			

•	3.1	Analyse préliminaire par la matrice de Kendall	93
	3.2	Stratification de l'eau au sein de la cuve	95
	3.3	Influence des précipitations sur la température de l'eau $\ \ .\ \ .$	98
	3.4	Ambiance au sein de la cuve	103
	3.5	Performances du système en période estivale	104
	3.6	Performances du système en période hivernale	111
4	Discu	ssion sur les performances et conclusion	113

1 Présentation des prototypes expérimentaux

L'historique de ce projet mérite d'être ici détaillé. Après une prise de contact de Damien Marcel (directeur de l'entreprise Airbee) en 2020, un premier projet étudiant (Projet de Recherche Technologique - PRT - 3 mois) voit le jour sous forme d'une étude de concept réalisée par Angélique Ferry. Les premiers modèles, assez simples et codés sur Excel, sont améliorés, repris et publiés par [Bouvenot, 2021].

À la suite des premiers résultats encourageants, un projet de fin d'étude (PFE - 6 mois) est monté, toujours en collaboration avec Airbee (Figure 2.1). L'objectif est cette fois de réaliser une étude expérimentale avec des notions de dimensionnement. Financé par un projet InterCarnot, [SIU, 2021] présente alors les prototypes qui sont détaillés ci-après.



Figure 2.1 – Historique du projet Rainergy avec ses financeurs.

Une petite "respiration" pour montrer que ce projet a essayé de minimiser son empreinte carbone! (Trajet Strasbourg-Haguenau à vélo \sim 30 km)



Figure 2.2 – Un projet de faible empreinte carbone.

1.1 Localisation des prototypes

Trois prototypes de réservoirs d'eau de pluie géothermiques ont été installés à différents endroits en Alsace [SIU, 2021], France, dans un climat semi-continental. L'Alsace est une région plutôt sèche de France, avec une pluviométrie moyenne (600 à 800 mm par an - Figure 2.3) inférieure à la moyenne nationale ou à la moyenne mondiale (934 et 1176 mm respectivement) [The World Bank, 2017]. Son climat continental est caractérisé par des hivers froids et des étés chauds. Le système Rainergy est donc testé dans des conditions que l'on pourrait qualifier de peu avantageuses.

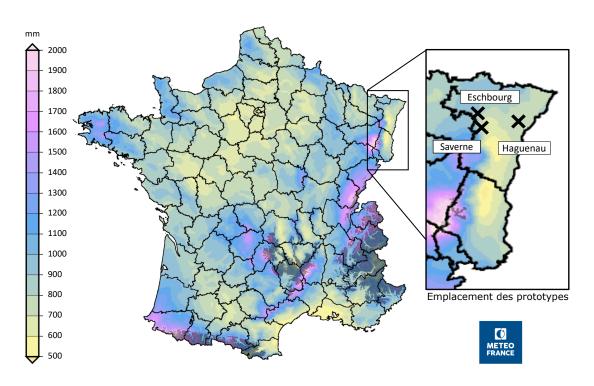


Figure 2.3 – Cumul de précipitations - Moyenne annuelle (1991 - 2021) en France - source : Météo France.

1.2 Prototype 1 : Haguenau

Le premier prototype, avec l'ensemble de données le plus complet, est installé à Haguenau, dans une maison familiale de 150 m² construite dans les années 1930 mais récemment rénovée et agrandie selon les standards de la RT 2012. Les plans du bâtiment sont disponibles en Annexe **A Plans des bâtiments à Haguenau et Eschbourg**.



Figure 2.4 – Prise de vue du bâtiment à Haguenau (Maps) - couvercle de la cuve visible au sol.

Initialement prévu pour réaliser la gestion des eaux pluviales au niveau de la parcelle, un réservoir en béton préfabriqué d'eau de pluie de 11 m³ (hauteur : 3 m et diamètre : 2.5 m) est installé dans la cour de la propriété, voir Figure 2.5. La cuve est située à environ 30 cm sous la surface du sol. En effet, la gestion des eaux pluviales est obligatoire et réglementaire dans cette localité, dès lors qu'une extension est ajoutée (les constructions neuves étant également concernées) [Communauté d'Agglomération de Haguenau, 2017].

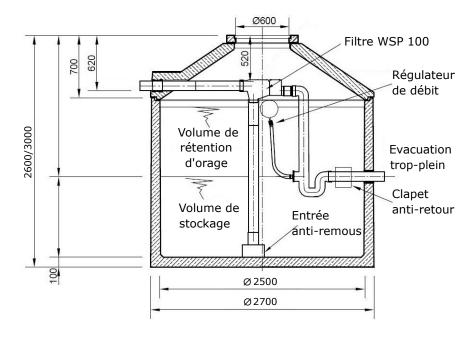


Figure 2.5 – Cuve de récupération d'eau de pluie - Fiche technique Pluvieau.



Figure 2.6 – Emplacement de la cuve avant terrassement de la cour.

Le réservoir d'eau de pluie contient un serpentin de cuivre de cent mètres de long (diamètre extérieur de 22 mm). Le sol environnant est constitué de sable sec. Le serpentin a un diamètre de 1 m et un pas d'environ 4 cm (hauteur de 65 cm).

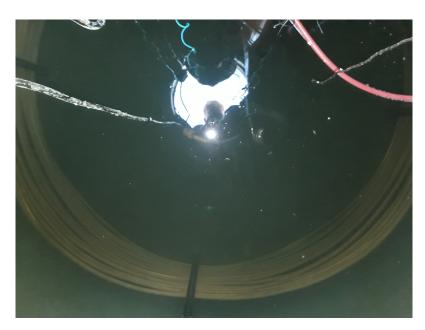


Figure 2.7 – Serpentin en cuivre dans la cuve en eau.

Le serpentin est ensuite connecté à un échangeur à plaque air-eau de 2 kW (Zehnder ConfoFond-L), en amont de l'unité mécanique à double flux (Figure 2.8). Le débit de ventilation est de $240 \, \mathrm{m}^3/\mathrm{h}$ et le débit d'eau est de $500 \, \mathrm{L/h}$. La consommation électrique annoncée de la pompe est de $11 \, \mathrm{W}$. Il est également possible d'augmenter le débit de la VMC en mode "surventilation" jusqu'à $400 \, \mathrm{m}^3/\mathrm{h}$.



Figure 2.8 – Echangeur air-eau en amont de la VMC (Haguenau).

1.3 Prototype 2 : Eschbourg

L'installation d'Eschbourg est très similaire. Le système est aussi installé dans une maison familiale (standard PassivHaus), dont les plans du bâtiment sont disponibles en Annexe **A Plans des bâtiments à Haguenau et Eschbourg**. Le réservoir provient du même fabricant, mais il s'agit d'un modèle plus petit (9 m³ - hauteur : 2,6 m et diamètre : 2,5 m). La cuve est enterrée devant le bâtiment, toujours à une trentaine de centimètres. L'échangeur air-eau est également un Zehnder ConfoFond-L. Cependant, le sol est composé de grès et d'argile et l'échangeur eau-eau est en PEHD (100 m de long).

De plus, la régulation, en tout ou rien selon la température extérieure, est légèrement différente du prototype d'Haguenau qui fonctionne en continu et sera illustré dans la section **3.5 Performances du système en période estivale**.



Figure 2.9 – Prise de vue du bâtiment à Eschbourg (Maps).



Figure 2.10 — Maquette Sketchup de la maison à Eschbourg - cuve visible à l'avant du garage.

1.4 Prototype 3 : Saverne

Enfin, le prototype de Saverne est installé dans un petit bâtiment tertiaire ($\sim 300~\text{m}^2$). En raison de retards dans l'installation, on ne dispose pas de données consolidées pour ce prototype. Cependant, étant légèrement différent des deux autres, il est intéressant de mentionner ses caractéristiques spécifiques. Le réservoir d'eau de pluie est fait sur mesure et est situé sous le bâtiment ($20~\text{m}^3$ avec une hauteur de 4 m - Figure 2.11), à proximité d'un écoulement souterrain. Deux échangeurs (Figure 2.12) sont placés à l'intérieur du réservoir, un pour chaque unité de traitement d'air – un par étage du bâtiment.

Un échangeur adiabatique est également installé sur la branche de l'air extrait au rez-de-chaussé du bâtiment pour permettre un surplus de rafraîchissement (mode rafraîchissement indirect). Il est prévu d'utiliser l'eau de la cuve pour l'alimenter.

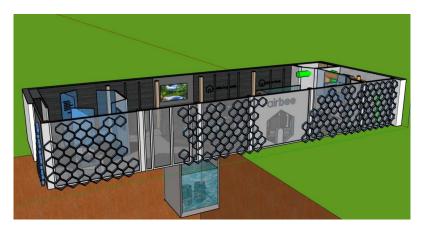


Figure 2.11 — Maquette du rez-de-chaussé du bâtiment à Saverne - cuve sous le bâtiment (source : Airbee).



Figure 2.12 — Echangeur eau-eau en cuivre dans la cuve de récupération d'eau de pluie (Saverne).

2 Présentation de la campagne de mesure

On montre dans cette section les caractéristiques générales et particulières de la campagne expérimentale.

2.1 Généralités : Acquisition continue

Les prototypes à Haguenau et Eschbourg sont équipés de plus de 25 capteurs connectés à des enregistreurs de données, avec un pas de temps de 10 minutes minimum (Figure 2.13).

A Haguenau, la plupart des capteurs ont été installés à l'été 2021 et des données consolidées sont disponibles depuis début 2022. Les principales données mesurées avec leurs références de capteur sont les suivantes :

- Stratification de la température de l'eau grâce à 5 enregistreurs de données fixes répartis uniformément sur la hauteur du réservoir (0 m, 0,5 m, 1 m, 1,5 m, 2 m) (réf. HOBO MX2203 $\pm 0.2^{\circ}C$ et réf. HOBO U20L-04 $\pm 0,44^{\circ}C$ pour le capteur du fond pas de temps de 5 min et de 10 min pour le fond).
- Niveau d'eau via la pression totale au fond du réservoir (réf. HOBO U20L-04 $\pm 1cm$). L'acquisition de la pression atmosphérique (voir après), permet de corriger la valeur de pression totale pour en déduire la hauteur de colonne d'eau.
- Température et humidité de l'air à l'intérieur du réservoir (réf. HOBO U23-002A $\pm 0,25^{\circ}C$ et $\pm 2,5\%$ de 10 à 90%, $\pm 5\%$ au-dessus et en dessous de cette plage).
- Température à l'intérieur du filtre (réf. HOBO MX2203 $\pm 0.2^{\circ}C$) pour déterminer la température de l'eau de pluie (pas de temps de 5 min).
- Températures aux limites de l'échangeur air-eau (air : réf. HOBO U23-002A $\pm 0,25^{\circ}C$ et $\pm 2,5\%$ de 10 à 90%, $\pm 5\%$ au-dessus et en dessous de cette plage et eau : thermocouple de type K $\pm 1^{\circ}C$).
- Données météorologiques incluant les précipitations, le rayonnement solaire global, la température et l'humidité de l'air (réf. Davis Vantage Pro 2) (pas de temps de 1 min).
- Températures à l'intérieur des bâtiments (au niveau d'une bouche de soufflage dans le salon, d'une bouche de reprise dans la cuisine et dans une chambre : réf. HOBO UX100-01 $\pm 0.2^{\circ}C$)

Pour l'installation d'Eschbourg, le plan d'expérience est relativement identique. On notera une légère différence au niveau de la stratification : il y a un élément d'acquisition de moins et donc 4 points à 0, 0.5, 1 et 1.5 m.

Les schémas d'installation d'Eschbourg et Saverne sont ajoutés en Annexe **B Schémas de principe des installations de Haguenau et Eschbourg**. Dans le cas de Saverne, il s'agit d'un schéma prévisionnel qui n'a pas pu être mis en œuvre.

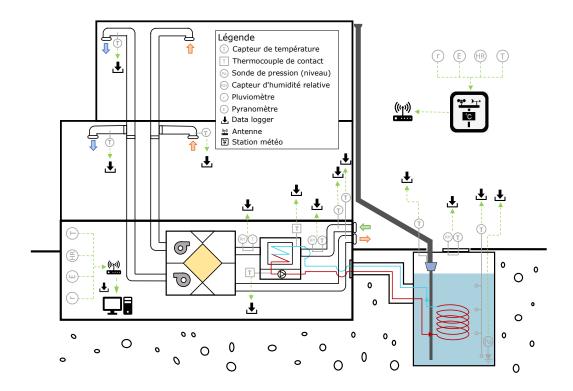


Figure 2.13 – Schéma de l'emplacement des différents capteurs pour le prototype à Haguenau.

Après deux années d'acquisition de données et dans le but de mieux comprendre certains phénomènes physiques, le plan de mesure a été ajusté.

Pour mieux comprendre la stratification dans l'eau, les capteurs fixes à l'intérieur du réservoir ont été fixés à un flotteur, permettant une immersion constante et une image précise de la stratification quel que soit le volume d'eau. L'espacement entre les capteurs a été réduit à 30 cm pour un enregistrement plus fin de la stratification thermique (au lieu de 50 cm). Avec 8 capteurs (réf. HOBO MX2203 - $\pm 0.2^{\circ}C$), la température de l'eau est enregistrée de 0 à 2.4 m (Figure 2.14) avec un pas de temps de 5 min.

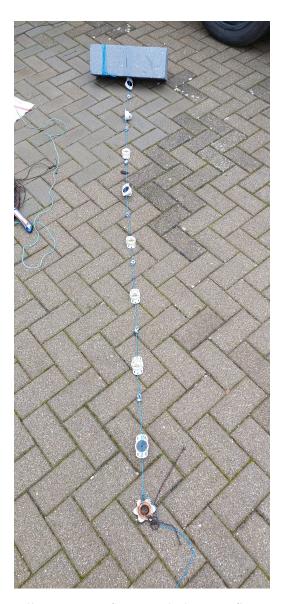


Figure 2.14 — Système d'acquisition flottant de la stratification de la température de l'eau.

2.2 Spécificité : Acquisitions ponctuelles et divers

La température de la pluie entrant dans le réservoir est également une donnée importante, notamment pour estimer son influence sur la température de l'eau et sur l'énergie stockée dans le réservoir. Les précipitations sont un événement ponctuel qui peut être très court et varié de par son intensité. En prenant en compte ces critères, nous avons choisi d'installer deux thermocouples (Thcpl) (type K - $\pm 1^{\circ}C$) à l'intérieur et après le filtre avec un pas de temps de 10 secondes. La perte de précision du capteur est compensée par son temps de réponse quasi instantané (contre 7 minutes pour le HOBO MX2203).

La conductivité thermique du sol a également été mesurée de manière ponctuelle grâce à l'analyseur de propriétés thermiques KD2 Pro de Decagon Devices (Figure 2.15). En raison de la résistance de contact créée lors du perçage du trou de mesure, la mesure de la conductivité est plutôt délicate. Cette résistance est minimisée avec de la pâte thermique. Une mesure minutieuse permet d'obtenir une précision de $\pm 20\%$ entre 0,2 et 4 W/(mK). Les quatre mesures différentes prises à Haguenau donnent des conductivités de 1,36, 2,42, 1,79 et 2,67 W/(mK).

Ces résultats sont cohérents avec les valeurs de la littérature pour un sol sableux (dont le taux d'humidité varie entre 3% et plus de 20%) [Alrtimi et al., 2016]. Malheureusement, le taux d'humidité n'a pas été déterminé pour les différentes lectures et il est difficile de se prononcer plus avant sur la conductivité de notre sol. Cependant, ces valeurs donneront un bon encadrement pour les valeurs utilisées dans le modèle.



Figure 2.15 – Analyseur KD2 Pro pour la mesure de conductivité.

A l'aide d'un fluxmètre HFP01 de la marque Hukseflux, une mesure ponctuelle du flux thermique a pu être réalisée au niveau du fond de la cuve. Le dispositif (Figure 2.16), lesté, a été conçu pour reposer à plat au fond de l'eau et ainsi minimiser au maximum la résistance de contact. La mesure a été réalisée ponctuellement durant 2 heures. Une campagne de mesure de court terme a aussi été réalisée entre le 21 juin et le 12 juillet, à raison d'une mesure toutes les 30 minutes.

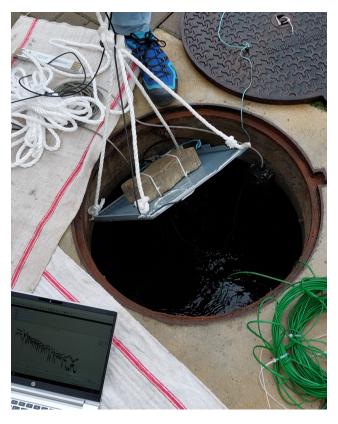


Figure 2.16 – Dispositif lesté pour mesure du flux en fond de cuve.

3 Résultats de l'étude expérimentale

3.1 Analyse préliminaire par la matrice de Kendall

Les données ont été d'abord analysées à travers le prisme brut de la matrice de corrélation de Kendall, très utilisée [KENDALL, 1938], comme on peut le voir dans des publications récentes [Ahmadi *et al.*, 2022, Shawky *et al.*, 2023]. Cet outil est intégré à la bibliothèque pandas de Python.

Ce test est un outil statistique utilisé pour la reconnaissance de motifs, l'analyse de séries temporelles ou le traitement d'images. Le coefficient de Kendall, également appelé coefficient τ , est calculé pour des quantités en paires et prend une valeur comprise entre -1 et 1. Une valeur proche de 1/-1 indique une forte corrélation positive/négative entre les deux quantités, signifiant qu'elles progressent, respectivement, dans le même sens ou dans des tendances opposées.

Considérons deux séries d'observations x et y de n éléments. Nous avons $\binom{n}{2}=\frac{n(n-1)}{2}$ paires de (x_i,y_i) . Le coefficient de Kendall peut être calculé comme suit.

$$\tau = \frac{(nb\ de\ paires\ concordantes) - (nb\ de\ paires\ discordantes)}{(nb\ de\ paires)} \quad (2.1)$$

$$= \frac{2}{n(n-1)} * \sum sgn(x_i - x_j)sgn(y_i - y_j)$$
 (2.2)

Une paire est dite concordante si à la fois $x_i < x_j$ et $y_i < y_j$ ou bien $x_i > x_j$ et $y_i > y_j$, i.e. si l'ordre est respecté. Sinon, les paires sont discordantes. sgn(x) est la fonction signe : si x est strictement positif (resp. négatif), sgn(x) = 1 (resp. -1). Si x est nul, la fonction vaut 0.

L'objectif ici est d'utiliser un indicateur objectif, facile à comprendre, qui peut résumer une grande quantité de données (plus d'un million sur une année), révéler d'éventuelles corrélations et confirmer - ou infirmer - les intuitions sur le fonctionnement du système. Les résultats sont présentés sur la Figure 2.17.

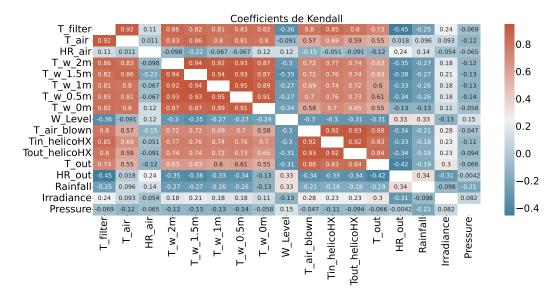


Figure 2.17 — Graphique de corrélation des données mesurées en utilisant le coefficient de Kendall (des valeurs positives élevées impliquent une corrélation positive et vice versa).

On peut observer que la température de l'eau est influencée négativement par le niveau d'eau (i.e. le volume d'eau), ce qui est logique : quand le volume augmente, la température diminue. Il y a de nombreuses observations évidentes de ce type, et nous ne nous attarderons pas sur celles-ci. Cependant, d'autres remarques méritent d'être soulignées :

- Comme preuve de l'intérêt de cet outil, on peut observer que la température de l'eau au fond du réservoir est moins impactée négativement par l'humidité relative extérieure et les précipitations, ce qui est cohérent avec le fait que l'eau de pluie est injectée au fond du réservoir.
- De manière notable, l'effet de la température d'air extérieur sur la température d'eau dans la cuve est plus important que l'effet de la température de l'air intérieur du réservoir. La variation de température de l'air intérieur à la cuve est plus en adéquation avec celles de la température de l'eau qu'avec les variations de la température de l'air extérieur. Cela pourrait indiquer que c'est l'eau qui s'échauffe ou se refroidit en premier (lors de la mise en route de Rainergy ou du fait d'un meilleur échange géothermique vers le sol), et que la température de l'air change dans un second temps.
- De manière surprenante, la température de l'eau au niveau de 1,5 m semble plus affectée par l'humidité relative à l'intérieur du réservoir que les autres températures de l'eau. Cette observation nécessite des investigations plus approfondies, mais il est probable que cela soit dû à des pertes de données pour cette quantité. De plus ajoutons que corrélation n'est pas synonyme de causalité, et qu'on touche ici les limites de l'outil.

L'analyse a également été réalisée sur la période estivale (voir Annexe C Matrice de Kendall pour la période estivale exclusivement) du 15 mai au 1^{er} octobre

afin d'étudier plus finement le fonctionnement en été. Il n'y a pas de renversement de tendance dans les coefficients, mais deux remarques peuvent être faites. Premièrement, les précipitations et l'humidité relative extérieure impactent moins la température de l'eau pendant l'été (de -0,25 à -0,02), ce qui pourrait s'expliquer par des précipitations globalement moins importantes, plus brèves et dont la température influence moins la température d'eau. La section **3.3 Influence des précipitations sur la température de l'eau** détaillera et confirmera cette observation. Deuxièmement, l'humidité relative à l'intérieur du réservoir impacte davantage (négativement) la température de l'eau (de -0,08 à -0,26), c'est-à-dire que quand l'humidité relative augmente, la température baisse. Intuitivement, cela pourrait s'expliquer par le refroidissement évaporatif de l'eau : avec l'évaporation, l'eau se refroidit et l'humidité relative augmente.

3.2 Stratification de l'eau au sein de la cuve

La température de la source froide/chaude est un paramètre important pour les systèmes thermodynamiques, car la température du fluide de travail ne peut pas descendre en dessous de cette valeur et encore plus pour les systèmes passifs, car il s'agit du paramètre limitant en rafraîchissement. Dans notre application, la température de la cuve sera notamment utilisée comme base pour la validation numérique.

Sur les Figures 2.18 et 2.19, on peut observer la variation de la température de l'eau au cours d'une partie de l'été 2023 et de l'hiver 2023 à chaque niveau de la cuve. La notation Tw_x représente la température de l'eau à x mètres du fond du réservoir. Pendant le fonctionnement estival, la stratification de l'eau peut atteindre plus de $2,4^{\circ}C/m$, tandis qu'en hiver, elle est quasiment inexistante. Cette stratification naturelle du réservoir (l'eau la plus froide se trouve au fond) améliore la performance de l'échangeur, qui est précisément positionné au fond de la cuve.

De façon plus détaillée, la stratification est bien définie lorsque le système n'est pas en fonctionnement, avec un gradient de température presque constant sur toute la hauteur du réservoir (de 0,4 à 1° C/m). Lors du fonctionnement, en été, deux types de stratification peuvent être distingués. Premièrement, lorsque la température extérieure est plutôt élevée (*i.e.*, les puissances de refroidissement sont alors les plus importantes), une thermocline basse et étroite se forme. Le gradient au fond du réservoir est élevé — $\sim 2.4^{\circ}$ C/m — tandis qu'aucun gradient n'est observé en haut (les trois températures en haut sont identiques). À une extraction de chaleur plus faible, la thermocline est plus large, avec un gradient de 1.4° C/ 0.6° C en bas et en haut, respectivement. La température à 0.5 m (et dans une moindre mesure, à 1 m) est influencée par le serpentin et fluctue entre la température en bas et celle en haut de l'eau.

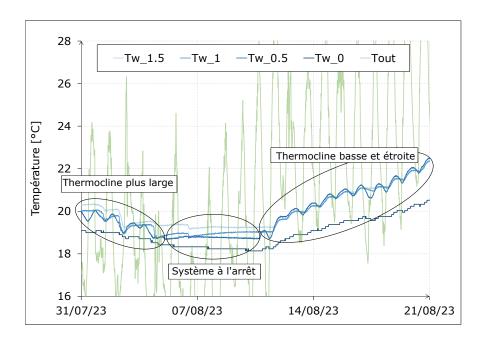


Figure 2.18 – Variations de la température de l'eau dans le réservoir pendant le fonctionnement estival (2023 - Semaines 31 à 33 - Haguenau).

En hiver, la stratification n'est presque plus présente, la température dans le réservoir est quasiment homogène, cf Figure 2.19.

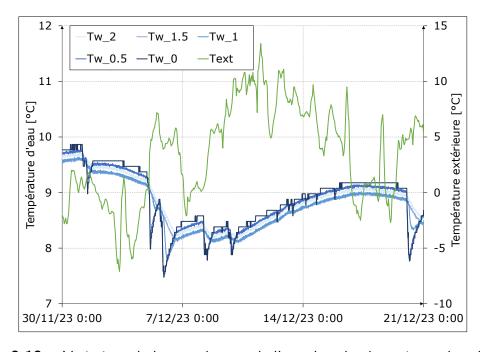


Figure 2.19 – Variations de la température de l'eau dans le réservoir pendant le fonctionnement hivernal (2023 - Semaines 48 à 51 - Haguenau).

Grâce au système flottant d'acquisition de la température de l'eau, il est possible de tracer l'évolution de la thermocline de manière plus fine. La Figure 2.20 montre l'évolution de la thermocline tous les 15 jours, depuis l'installation du flotteur (février 2024) jusqu'en septembre 2024. Les températures, moyennées sur la journée, sont uniquement celles de l'eau, sous le flotteur. Le niveau d'eau est également indiqué.

La stratification est plus importante au début de l'été (15 mai et 15 juin : environ 5°C entre le haut et le bas, soit 2.5°C/m , flèches blues sur le graphique). La température au fond augmente rapidement après le 15/06 (en raison de l'utilisation de l'échangeur après la mise en route du système - voir flèches noires sur la Figure 2.20). Les températures en haut de la cuve augmentent également, mais plus lentement, du fait de la température extérieure. À la fin de l'été, la stratification mesurée est de 1.7° à 1.8° C/m et la température commence à diminuer de manière plutôt uniforme.

La stratification de l'eau sera utilisée comme critère de validation du modèle.

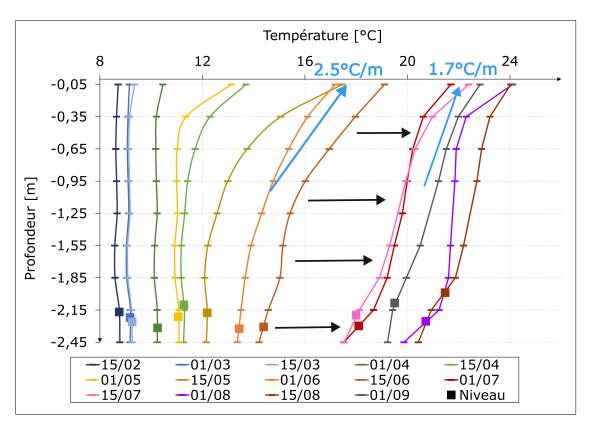


Figure 2.20 – Évolution de la stratification de l'eau (février à septembre 2024 - Haguenau).

De manière plus générale, la température de l'eau de la cuve se situe entre 5 et 25°C. Les températures sont présentées dans le Table 2.1. La température de l'eau appelée "Moyenne" est la moyenne de toutes les données des capteurs, à chaque profondeur. La température en haut de la cuve a été prise en fonction du niveau d'eau (si le niveau est en dessous de 2 m, la valeur prise en compte est celle à 1,5 m, etc ...) . En raison de la

23.0 (02/09)

22.7 (22/06)

13.3

14.0

Moyenne 2022

2023

 T_{avg} Température de l'eau [°C] T_{min} T_{max} Haut de cuve 2022 24.8 (02/09) 2023 7.4 (18/02)24.1 (15/07) 14.4Bas de cuve 2022 5.1(27/01)21.1 (05/08)12.9 2023 6.5 (08/03)20.8 (21/08) 13.4

perte de données de certains capteurs durant l'hiver 2021-2022, la valeur minimale en haut de la cuve et la valeur moyenne n'ont pas été analysées.

Table 2.1 – Température moyenne, minimale et maximale de l'eau (moyenne, en haut et en bas) et date de leur occurrence dans la cuve pour les années 2022 et 2023 - Haguenau.

7.4(13/02)

3.3 Influence des précipitations sur la température de l'eau

L'eau de pluie, en entrant dans la cuve, en fonction de sa température, va refroidir ou chauffer l'eau stockée. Il est donc important d'évaluer correctement la température de la pluie dans l'optique du développement d'un modèle numérique et pour savoir si cette dernière est bénéfique ou non pour le système. Il semblerait intuitivement que la problématique concerne majoritairement la période estivale, lorsque la pluie pourrait réchauffer la cuve.

Une étude très complète de [Byers et al., 1949] met en évidence trois types d'événements pluvieux et détaille les températures associées à leur contact au niveau du sol. Lors d'une pluie de Type-I, la plus courante, la température de la pluie diminue rapidement pour atteindre la température humide. Une pluie de Type-II présente une très grande différence de température initiale entre l'air et la pluie et est associée à de la grêle. Enfin, la température d'une pluie de Type-III est très proche de celle de l'air, ce qui se produit lorsque celui-ci a déjà été refroidi précédemment. Il présente alors une humidité plus élevée que lors d'une pluie de Type I. Ainsi, ce phénomène met en jeu moins de refroidissement par évaporation.

En plus de la difficulté à déterminer la température intrinsèque de la pluie, Rainergy présente des complexités supplémentaires pour le calcul de la température de l'entrée d'eau, à savoir : la surface de captage (toit) qui peut être chauffée par le soleil ou refroidie par rayonnement infra-rouge et le refroidissement par évaporation qui peut se produire dans les descentes de gouttière.

Comme mentionné précédemment, la température de la pluie, ou plus précisément la température d'entrée dans le réservoir, a été enregistrée par deux capteurs placés dans le filtre : un thermocouple de type K et un enregistreur Hobo MX2203. En fin de compte, les

deux capteurs ont donné des réponses dynamiques similaires lors d'événements pluvieux intenses et ponctuels.

La Figure 2.21 montre la température enregistrée durant le mois de juillet 2023, juste après le déploiement du capteur.

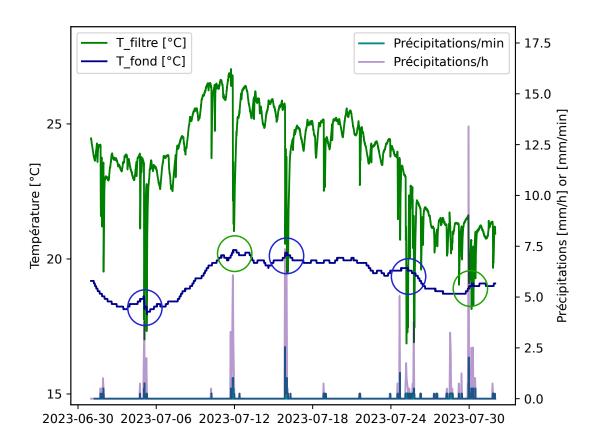


Figure 2.21 – Température de l'eau dans le filtre et quantité de précipitations (juillet 2023 - Haguenau).

L'influence du toit ou du rayonnement solaire avant un événement pluvieux est *a priori* négligeable. En effet, lors de la plupart des évènements pluvieux estivaux, l'analyse des données au niveau du filtre montre des températures d'entrée dont le comportement est similaire à celui décrit par Byers (pluie de Types I, II et III). Sur la Figure 2.22, une pluie de Type-I peut être observée à 18h00 avec la température de la pluie qui rejoint la température humide, puis la température reste stable jusqu'à l'événement pluvieux suivant, vers 23h00, où elle rechute à nouveau jusqu'à la température humide. Ce comportement est typique de deux événements pluvieux de Type-I.

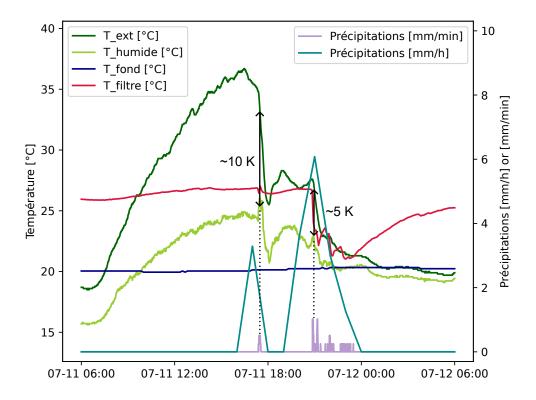


Figure 2.22 – Température de l'eau dans le filtre et quantité de précipitations : 2 événements pluvieux de Type-I (11 juillet 2023 - Haguenau).

Le 15 juillet (voir la Figure 2.23), le même phénomène se produit : à 21h00 et à 00h00, la température de filtre correspond à la température humide. Les faibles précipitations (autour de 23h00 et 7h00) n'ont que peu ou pas d'influence sur la température du filtre. On peut également préciser que la hausse de la température de filtre à la fin des précipitations tend à rejoindre la température de l'air dans le réservoir. Ici, la deuxième pluie est plutôt associée à un événement de Type-III car la température extérieure a déjà été suffisamment refroidie par la première pluie. En effet, sur la Figure 2.22 ci-dessus, on remarque deux baisses de température : de 35 à 25°C puis de 25 à 20°C. Tandis que le 15 juillet (sur la Figure 2.23), une seule baisse apparaît de 28°C à 20°C.

En automne ou en hiver, l'humidité relative de l'air extérieur étant relativement élevée (et la capacité de l'air à absorber l'humidité réduite), la température extérieure est plus proche de la température humide, ce qui entraîne presque exclusivement des pluies de Type-III. La Figure 2.24 illustre l'équivalence des trois températures : les températures de pluie (filtre), extérieure et humide sont quasiment identiques.

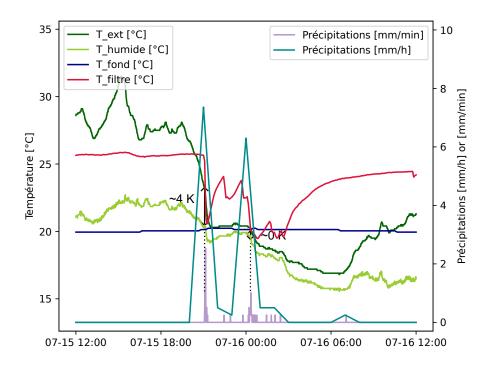


Figure 2.23 – Température de l'eau dans le filtre et quantité de précipitations : pluie de Type-I vers Type-III (15 juillet 2023 - Haguenau).

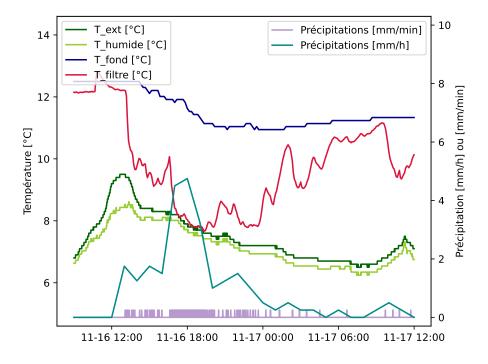


Figure 2.24 – Température de l'eau dans le filtre et quantité de précipitations : pluie de Type-III (16 novembre 2023 - Haguenau).

L'influence de la température de la pluie sur la température de l'eau peut être observée au fond du réservoir, là où entre l'eau de pluie (Figure 2.25). Pour tirer parti de l'effet refroidissant de la pluie, la température de la pluie doit être inférieure à celle de l'eau dans la cuve. L'effet de refroidissement des précipitations est donc principalement efficace en dehors de l'été, car la température humide en été est d'environ 20°C, ce qui est très proche de la température de la cuve et ce, particulièrement au fond. À la fin de l'été, lorsque le fond du réservoir atteint son maximum (environ 23°C, voir section 3.2 Stratification de l'eau au sein de la cuve), la pluie pourrait aider à prolonger l'utilisation de Rainergy. Au final, l'effet de la pluie en été est au mieux positif, au pire neutre. En automne ou au printemps (et évidemment en hiver), les précipitations ont un impact positif sur la température de l'eau.

Sur les Figures 2.21 et 2.25, l'effet positif de la pluie sur la température en bas de la cuve est marqué par des cercles bleus, l'effet neutre par des cercles verts. On peut également noter que, dès lors que la cuve est pleine, le trop plein, positionné en haut de cuve, va chasser l'eau en partie haute par effet piston, qui est par nature plus chaude (du fait de la stratification). Ces chutes de température ont pu être constatées en quelques points, annotées par les flèches bleues sur la Figure 2.25. L'acquisition de la température de surface ne commence qu'en février 2024, au moment de l'installation du flotteur.

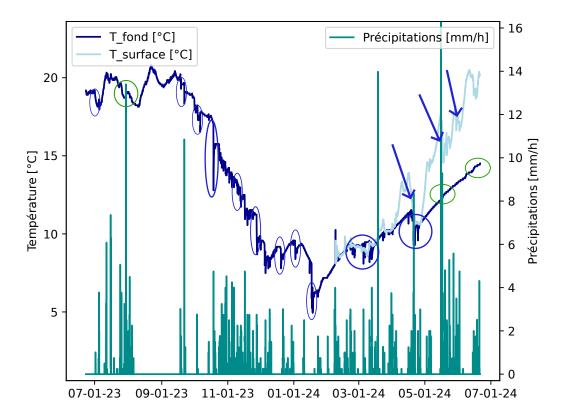


Figure 2.25 – Température de l'eau au fond du réservoir et quantité de précipitations (Haguenau 2023/2024).

La conclusion de cette partie de la campagne de mesure est que les températures mesurées en entrée dans la cuve correspondent aux modèles théoriques de températures d'eau de pluie. Ces premières peuvent donc être modélisées comme telles, ce qui correspond à la température humide. L'effet du toit et des conduites est donc *a priori* négligeable.

Même si, lors d'événements de pluie de Type-I, l'air extérieur se refroidit rapidement jusqu'à la température humide, durant les premiers instants, prendre la température extérieure négligerait l'impact positif de la pluie (l'air extérieur étant plus chaud que l'eau).

3.4 Ambiance au sein de la cuve

L'ambiance au sein de la cuve a également été étudiée. Il en ressort que la température intérieure de la cuve suit la même période que la température extérieure. De plus, l'humidité relative est supérieure à 95% même en été. Des petites variations ont pu être enregistrées mais celles-ci sont de l'ordre de la précision du capteur ($\pm 5\%$ pour la plage supérieure à 90%).

Cette observation ayant également été faite en hiver, on peut en conclure que l'air à l'intérieur de la cuve est saturé en permanence.

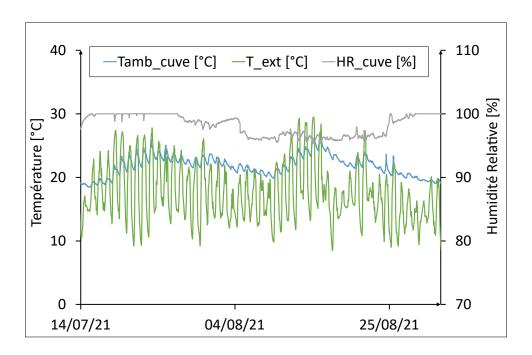


Figure 2.26 – Humidité relative et température d'air dans la cuve (Eschbourg été 2021).

3.5 Performances du système en période estivale

Avant de s'intéresser de près aux performances du système, il est nécessaire d'examiner de plus près les bilans climatiques des étés 2022 et 2023, qui seront étudiés ci-dessous. En effet, en tant que système passif, Rainergy dépend particulièrement des températures des différentes sources.

Selon Météo-France, l'été 2022 a été le 2ème été le plus chaud jamais enregistré (derrière 2003). La température moyenne de 22,7°C était 2,3°C au-dessus de la normale (réf. 1991-2020), le déficit pluviométrique a atteint 25% et il y a eu un excès de 10 à 30 % d'ensoleillement [France, 2022]. L'été 2023 a également été chaud (4ème été le plus chaud) avec une température moyenne de 21,8°C (+ 1,4°C au-dessus de la normale). Cependant, 2023 a été plus "hétérogène" que 2022, avec un temps plus doux de mi-juillet à mi-août, notamment pour la période de fortes chaleur en juin et fin août. De plus, les précipitations et l'ensoleillement se situaient dans les normales climatiques [France, 2023].

Les Degrés-Jour Unifiés (DJU) permettent de mesurer la rigueur climatique. Ils sont utilisés notamment en hiver pour dimensionner les systèmes de chauffage. En été, leur usage n'est pas recommandé car la puissance des systèmes de refroidissement ne dépend pas que des températures extérieures (apports solaires, apports internes, ...). Cependant, ils sont un bon indicateur de l'intensité de l'été.

Pour l'année 2022, la station météo de Strasbourg-Entzheim indique 559.7 DJU froid (source : https://www.infoclimat.fr). En 2023, le nombre de DJU froid pour la même station est de 574.

3.5.1 Energie et puissance produites

Pendant le fonctionnement estival, Rainergy est parvenu à abaisser la température de soufflage de la ventilation jusqu'à 13°C en dessous de la température extérieure. Sur la Figure 2.27, durant la semaine la plus chaude de 2022, la température extérieure est passée de 37°C à 25°C, correspondant à un pic de puissance frigorifique d'environ 1 kW (en considérant un débit de ventilation de 240 m³/h).

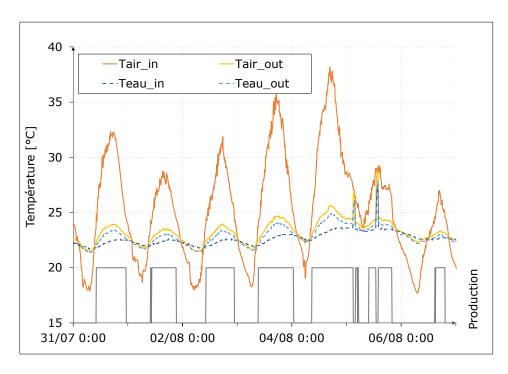


Figure 2.27 – Température de l'air et de l'eau aux limites de l'échangeur air-eau (été 2022 - Haguenau).

La répartition des puissances frigorifiques est présentée sur la Figure 2.28. La production d'énergie en 2023 est inférieure à celle de 2022, principalement en raison d'une durée de fonctionnement plus courte, elle-même due à un été plus doux (mais également à une période d'absence des occupants).

Au regard des DJU froid sur la période de mai à fin août (521 en 2022 et 431 en 2023), le rapport de la production sur les DJU est relativement constant : 0.9 kWh/DJU en 2022 et 0.8 kWh/DJU en 2023. Les principaux résultats du système Rainergy à Haguenau sont résumés dans le Table 2.2.

On peut également définir de le COP annuel de l'installation comme le rapport entre l'énergie de rafraîchissement produite au niveau de l'échangeur air-eau et la consommation électrique du circulateur.

$$COP = \frac{E_{produite}}{C_{pompe}}$$

En considérant la consommation de la pompe de circulation (11 W), le COP moyen de l'installation est supérieur à 30, ce qui est dans l'ordre de grandeur, voire légèrement supérieur, à des installations de systèmes passifs, notamment des puits climatiques [Zeitoun et al., 2023].

	H_{op}	ΔT_{max}	$T_{blown_{ma}}$	$_{x}P_{max}$	P_{mean}	\overline{COP}	E_{prod}	E_{cons}
	h	K	°C	W	W	-	kWh	kWh
11/05 au 15/09 2022	1250	13.1	25.6	1071	381	34.6	476	13.8
01/06 au 03/10 2023	873	13.3	24.5	1085	394	35.8	344	9.6

Table 2.2 – Valeurs principales de production pour les étés 2022 et 2023.

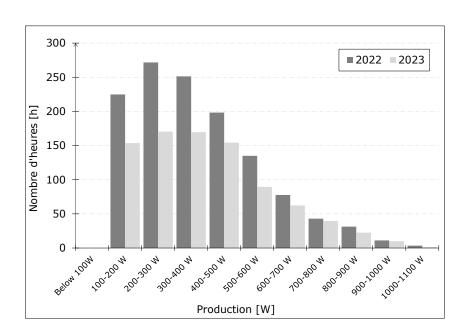


Figure 2.28 – Répartition de la puissance frigorifique pour les étés 2022 et 2023.

L'échangeur de chaleur eau-eau a été conçu avec un rendement de 0,9, dont l'ordre de grandeur est vérifié par les mesures : le rendement présente une valeur moyenne de 0,82, dans une plage comprise entre 0,64 et 0,88 - Figure 2.29. Grâce à la convection forcée, sa variation est limitée.

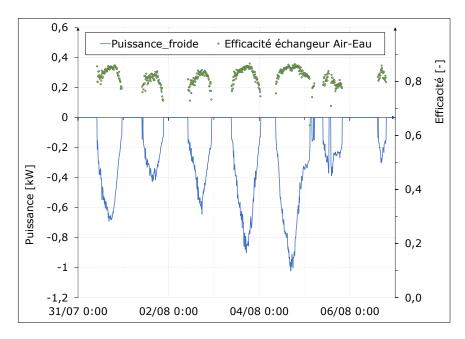


Figure 2.29 – Puissance frigorifique produite et rendement de l'échangeur air-eau durant le fonctionnement en été (été 2022 - Haguenau).

La régulation est également un point clé du fonctionnement du système. Elle est différente à Eschbourg et à Haguenau. Sur la Figure 2.30, on peut observer que le système d'Eschbourg est arrêté lorsque la température extérieure est inférieure à 15°C. La température de sortie de l'air dans l'échangeur air-eau diminue pour se rapprocher de la température de l'air extérieur. Le système est ensuite remis en marche lorsque la température extérieure dépasse 19°C. Sur la Figure 2.27, le système à Haguenau fonctionne en continu : la température de sortie de l'air suit les températures de l'eau. Par conséquent, durant la nuit, lorsque la température de l'air extérieur est inférieure à la température de l'eau, il est « préchauffé » et soufflé à une température plus élevée. Cela implique que l'air extérieur refroidit les réservoirs et que l'énergie est stockée.

Intuitivement, la meilleure régulation pour le système devrait être la première, car la seconde ne permet pas de refroidissement gratuit. Cependant, on pourrait soutenir qu'une bonne ventilation nocturne (ouverture des fenêtres, autour de 4 vol.h-1 pour une maison de 150 m² \times 2,5 m de hauteur =375 m³ et un ΔT de 10°C, représentant environ 15 kW) dépasserait largement le préchauffage (puissance maximale de 400 W en supposant $\Delta T=5K$ du côté air). De plus, comme mentionné précédemment, l'énergie stockée dans le réservoir pendant la nuit pourrait être utilisée lorsque les températures extérieures sont plus élevées. Cette question sera étudiée grâce au modèle numérique pour optimiser le fonctionnement du système.

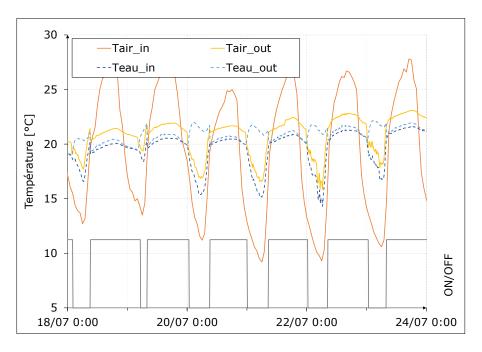


Figure 2.30 – Température de l'air et de l'eau aux limites de l'échangeur air-eau (été 2021 - Eschbourg).

3.5.2 Températures du bâtiment

Les températures à l'intérieur du bâtiment ont été enregistrées dans trois pièces différentes, marquées sur les Figures 2.31 et 2.32 (Chambre - R+1, orientation : NE, en bleu -, Cuisine - RDC, orientation : SO, en vert -, Salon - RDC, orientation : SE, en orange -). Pour rappel, les plans sont disponibles en Annexe **A Plans des bâtiments à Haguenau et Eschbourg**.



Figure 2.31 – Maquette Sketchup du bâtiment de Haguenau - face Nord.



Figure 2.32 – Maquette Sketchup du bâtiment de Haguenau - face Sud.

Durant la semaine la plus chaude de 2022 (Figure 2.33), la température n'a pas dépassé 27° C sur l'ensemble des capteurs malgré des températures extérieures supérieures à 30° C près de six jours consécutifs, et un pic à plus de 38° C.

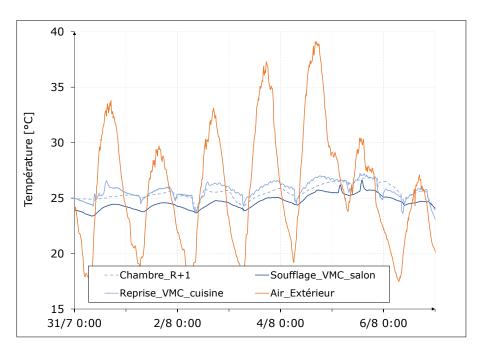


Figure 2.33 – Température de l'air à l'intérieur du bâtiment (semaine la plus chaude de l'été 2022 - Haguenau).

En France, l'indice DH [${}^{\circ}C.h$] mesure le confort thermique estival des bâtiments (Réglementation Énergétique des Bâtiments - RE2020). Il est défini par :

$$DH = \sum_{i=1}^{h} T_{op} - T_{confort}$$
 si $T_{op} > T_{confort}$

La température opérative T_{op} est comparée à une température de confort $T_{confort}$ qui se situe entre 26 et 28°C. Pour prendre en compte le confort adaptatif du corps humain, la température de confort dépend de la température extérieure et augmente à mesure que celle-ci s'élève sur une longue période. Ici, l'analyse est basée sur un indice plus simple et plus conservateur DH_{simple} :

$$DH_{simple} = \sum_{m=1}^{h} T_{amb} - 26 \qquad \text{si } T_{amb} > 26$$

Au lieu d'une température de confort fluctuante, la température ambiante (lue par les capteurs) est comparée à une valeur fixe de 26°C. Le Table 2.3 résume les valeurs de l'indice DH et de la température maximale pour les différents points de mesure.

	Chambre	Salon	Cuisine
max 2022 [°C]	26.9 (05/08)	26.6 (05/08)	28.6 (30/08)
max 2023 [°C]	26.6 (21/08)	26.8 (20/08)	28 (20/08)
DH 2022 [°C.h]	34.5	0.8	91.9
DH 2023 [°C.h]	16.6	1.1	37.7

Table 2.3 – Température maximale et date d'occurrence, ainsi que l'indice DH pour les 3 températures du bâtiment pour les années 2022 et 2023 - Haguenau.

Dans la RE2020, un bâtiment est considéré comme confortable si DH $< 350^{\circ}$ C.h, ce qui est largement le cas à Haguenau (en considérant un indice conservateur). Il est important de noter que ces performances ont été atteintes grâce à une bonne gestion du bâtiment par les occupants (protections solaires, ventilation nocturne, etc.), le système ne se substituant pas à une climatisation.

3.6 Performances du système en période hivernale

En plus du geocooling, le système Rainergy peut également être utilisé en hiver en profitant de la température plus élevée de l'eau pour préchauffer l'air avant qu'il ne pénètre dans la ventilation mécanique.

A Haguenau, Rainergy est notamment mis en route dès lors que la température extérieure descend sous les 0 °C pour éviter l'utilisation d'une résistance électrique antigel, nécessaire pour protéger les éléments de ventilation. La Figure 2.34 montre comment la température de l'air extérieur, en bleu foncé, augmente avant de pénétrer dans l'unité de traitement de l'air (la courbe bleu clair). Les économies d'énergie sont toutefois modérées : durant l'hiver 2021-2022, le prototype de Haguenau a permis d'économiser 39 kWh. Le bénéfice réside plutôt dans l'économie de l'installation d'une résistance électrique et de son câblage.

Il est à noter que ce mode de fonctionnement refroidit l'eau dans le réservoir, ce qui est bénéfique pour l'été à venir. Cependant, une telle quantité d'énergie transférée au réservoir a une influence presque nulle sur sa température. Des modèles permettront de tester différents modes de fonctionnement pour économiser plus d'énergie (en activant le système dès que l'air extérieur est plus froid que l'eau du réservoir, par exemple).

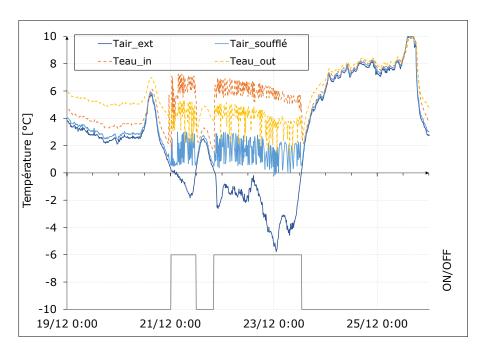


Figure 2.34 — Variations de température de l'air et de l'eau dans l'échangeur, fonctionnement en hiver (2021 - Semaine 51 - Haguenau).

4 Discussion sur les performances et conclusion

Le système Rainergy montre de bonnes performances comparé aux autres systèmes de géo-refroidissement passif. Son COP de plus de 30 est légèrement supérieur à celui des puits climatiques (COP habituel autour de 20 [Zeitoun et al., 2023]), car l'eau est un meilleur vecteur de chaleur que l'air. De plus, l'utilisation d'une pompe plutôt qu'un ventilateur permet aussi d'atteindre de meilleurs COP (ratio Pa/W favorable pour l'eau).

Comparées à d'autres technologies géothermiques peu profondes comme les sondes géothermiques ou les échangeurs horizontaux (COP compris entre 12 et 24 [Hollmuller et al., 2005]), les performances de Rainergy sont également meilleures. Une explication possible est que le transfert thermique se fait dans de l'eau, et non dans le sol, ce qui permet un meilleur coefficient de transfert thermique.

La comparaison de Rainergy avec d'autres systèmes peut être réalisée pour d'autres indicateurs que le COP, qui témoigne purement de l'efficacité énergétique du système. D'autres critères peuvent entrer en compte lors du choix d'une technologie :

- La température de la source froide qui doit être en adéquation avec les plages de fonctionnement du système.
- Le puissance maximale du système qui doit répondre aux besoins de rafraîchissement.
- Le volume foncier nécessaire à la mise en œuvre, qui traduit à la fois une contrainte d'espace physique qui doit être disponible mais également une notion de coût : un gros volume excavé entraînera généralement un plus gros investissement. Un calcul de coût est évidemment plus complexe qu'un simple calcul de volume creusé qui met en jeu beaucoup plus de paramètres (type de machines, profondeur, type de sol,...). Il s'agit cependant d'une première approche. De plus, concernant l'espace disponible, il faut également distinguer le volume de la surface occupée. Dans certain cas, c'est majoritairement la surface qui est limitante (en zone urbaine notamment).

La comparaison sur la base de ces paramètres est résumée Table 2.4. Cette comparaison apparaît, au final, assez délicate compte tenu des différentes échelles (inter- et intra-technologies).

Il peut cependant être retenu que le système Rainergy présente un COP très avantageux comparé aux autres technologies. De plus, il s'agit d'un système compact qui requiert peu de foncier au regard des autres systèmes. Cependant, en l'état, son échelle ne permet pas de rivaliser en terme de puissance avec des systèmes plus classiques, ce qui peut limiter son usage (aux maisons individuelles notamment).

La comparaison de Rainergy avec les autres systèmes peut être biaisée car sa spécificité est mise de côté : il s'agit d'un système hybride, qui assure aussi une fonction de gestion et d'approvisionnement en eau. La comparaison n'est pas forcément faite à unité fonctionnelle constante.

Enfin, un mot peut être ajouté pour préciser que les systèmes passifs, malgré des puissances plus faibles que les systèmes actifs, ne contribuent pas aux effets d'îlots de chaleur urbains.

	Sources	V_{exc}	T_{source}	P_{max}	COP_{moyen}
	_	m^3	°C	kW	_
Rainergy	Eau de pluie	~ 20	5 - 23	1.1	35
Puits climatique [Zeitoun <i>et al.</i> , 2023]	Sol	33	2 - 25	1.2	14
Sonde verticale [Hollmuller <i>et al.</i> , 2005]	Sol	85-3700	2 - 20	8-300	12-24
Fondations géother- miques [Hollmuller <i>et al.</i> , 2005]	Sol	1000- 31000	7 - 17	10-313	nc
Boucle horizontale [Hollmuller et al., 2005] ¹	Sol	180	16-27	2.6	3
Groupe froid (air-eau)	Air	-	-20-48	5-1000	3-4
Groupe froid (eau-eau)	Sol	-	15 - 45	2-2500	4-5

Table 2.4 – Comparaison des différentes technologies utilisant le géocooling et du froid

Les bonnes performances de Rainergy au cours des années 2022 et 2023 sont à mettre en perspective avec le niveau d'eau élevé (respectivement 1,9 m et 2,2 m en moyenne, ce qui est proche de la valeur maximale de 2,3 m). L'eau stockée dans la cuve n'a donc pas été utilisée de manière intensive, et la fonction géothermique n'a pas été mise en concurrence avec la fonction de source alternative d'eau.

[Eu et al., 2024] ont notamment souligné qu'un niveau d'eau bas est préjudiciable aux performances du système.

Afin d'évaluer ces performances à des niveaux d'eau bas ou sur une plus large gamme de fonctionnement (températures extérieures extrêmes, différents types de sols, etc.), des modèles doivent être développés. Le principal défi scientifique sera la modélisation du niveau variable dans le réservoir enterré, un aspect encore peu étudié dans la littérature.

Le modèle permettra également d'optimiser le contrôle du système. Est-il préférable de faire fonctionner le système en continu ou seulement pendant la journée? Est-il judicieux de le mettre en marche dès le début de l'été, lorsque la température extérieure n'est pas très élevée, ou vaut-il mieux conserver les réserves d'énergie du système pour la période des vagues de chaleur?

Ces questions seront abordées dans les prochains chapitres.

^{1.} Problèmes relevés par le rapport : influence du bâtiment sur le sol entraînant des températures élevées et dimensionnement incorrect du débit d'eau dans la boucle d'eau entraînant un COP faible.

Conclusion

Ce chapitre présente une campagne de mesure réalisée sur des prototypes insitu en Alsace. Les données consolidées sont disponibles depuis début 2022 jusqu'à septembre 2024 à un pas de temps inférieur ou égal à 10 minutes.

L'étude a permis de valider expérimentalement le système de récupérateur d'eau pluviale Rainergy en confirmant ses performances thermiques et en analysant son fonctionnement selon différents paramètres. Il en ressort que Rainergy est capable de générer un rafraîchissement jusqu'à 1 kW et permet de conserver un bon confort dans les bâtiments malgré de fortes chaleurs estivales.

Les données collectées serviront à valider les modèles numériques du prochain chapitre, en intégrant des aspects comme la stratification de l'eau ou en posant diverses hypothèses sur la saturation de la cuve ou la température de pluie.

Chapitre 3

Modélisation du système - Construction et validation

Suite à l'étude du fonctionnement expérimental de Rainergy, ce troisième chapitre s'intéresse à sa modélisation. Après des études bibliographiques et une présentation des différents types de modèles utilisés, une analyse de sensibilité et une optimisation de paramètres sont présentés pour validation du modèle par confrontation aux données expérimentales.

Sommaire

1	Péri	mètre de modélisation et cahier des charges
2	Etat	t de l'art de la modélisation et choix de modèles 121
	2.1	Modèles de température d'eau au sein d'un réservoir 121
	2.2	Modèles de convection et d'évaporation à surface libre 130
	2.3	Modèles de sol
3	Prés	sentation des modèles utilisés
	3.1	Choix de l'outil
	3.2	Modélisation de la cuve et des échangeurs
	3.3	Modèles de sol
4	Rés	olution numérique
	4.1	Équations à résoudre
	4.2	Techniques numériciennes

	4.3	Schéma de couplage
5	Étud	de paramétrique sur le maillage et les conditions initiales 172
	5.1	Réduction du domaine de simulation du sol $\ \dots \ \dots \ 172$
	5.2	Équivalence entre pré-calcul du sol ou initialisation sinusoïdale
		de la température?
6	Para	amètres d'importance - analyse de sensibilité 178
7	Opt	imisation de paramètres en vue de la validation 183
8	Vali	dation par confrontation aux données expérimentales 184

1 Périmètre de modélisation et cahier des charges

La modélisation du système Rainergy a pour but de prédire son comportement, notamment pour tester ses performances dans des conditions différentes de celles expérimentées au chapitre précédent. On citera ici en préambule : d'autres profondeurs de cuve, d'autres climats, le cas de la sécheresse estivale, la nature des sols, des niveaux d'eau plus bas, d'autres types de régulation...

En modélisation, lorsque le degré de complexité augmente, il en est de même quant la quantité de ressources nécessaires en calcul, ces ressources étant globalement du temps ou de la puissance. Il est donc important d'identifier le détail de modélisation nécessaire au projet afin de bien dimensionner l'effort investi.

L'absence de bibliographie étendue sur les systèmes du type de Rainergy implique que sa modélisation mette en jeu un assemblage de divers modèles. La spécificité principale est bien sûr la cuve géothermique, qui consiste en un réservoir mixte d'eau et d'air non pressurisé (à pression atmosphérique) dont le volume est variable.

Associé au modèle de stockage d'eau, deux modèles d'échangeurs (échangeur hélicoïdal eau-eau ainsi qu'un modèle pour l'échangeur à plaque air-eau en amont de la VMC) doivent être couplés.

Dans la cuve, du fait de la présence d'une surface libre d'eau, des phénomènes physiques supplémentaires se déroulent : l'eau échange avec l'air par convection mais aussi avec les parois par rayonnement et l'eau peut aussi s'évaporer. Il faut également modéliser les pertes vers l'ambiance qui sont différentes selon qu'on soit sur la partie eau ou air.

Cet échange avec l'ambiance est la partie géothermique du système. En plus du modèle de cuve, un modèle de sol doit donc également être mis en œuvre.

La fonction de Rainergy étant principalement de rafraîchir, les simulations doivent au minimum être réalisées sur une saison estivale. Toutefois, s'agissant d'un système géothermique, les problématiques de régénération du sol imposent de pouvoir faire des simulations pluri-annuelles. Les temps de calcul doivent donc rester maîtrisés.

Les différents phénomènes physiques intervenant dans le fonctionnement de Rainergy sont résumés sur la Figure 3.1.

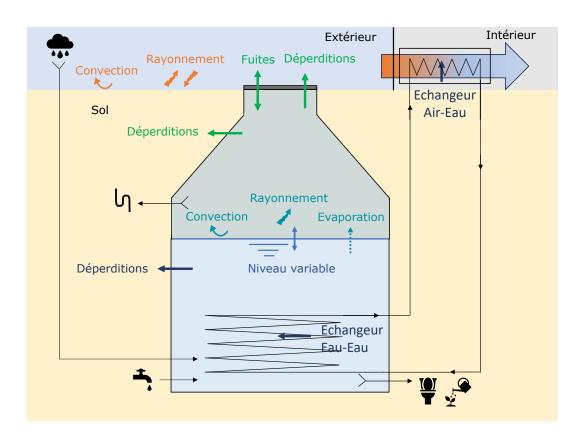


Figure 3.1 – Schéma des différents phénomènes physiques à modéliser.

2 Etat de l'art de la modélisation et choix de modèles

Pour chaque type de modèle, un état de l'art est entrepris afin de sélectionner le meilleur compromis entre complexité et ressources.

2.1 Modèles de température d'eau au sein d'un réservoir

Il existe différents modèles de ballon de stockage thermique de complexités diverses, allant d'un simple nœud de température aux modèles de CFD (*Computational Fluid Dynamic* - Mécanique des fluides numériques). La plupart des applications des modèles concernent les systèmes de stockage de types ballon d'eau chaude sanitaire (ECS) ou ballon de stockage solaire thermique.

2.1.1 Modèle de température homogène monocouche

Les modèles monocouches ou idéalement brassés sont les modèles de stockage thermique les plus simples. Ces modèles de réservoir considèrent une température d'eau qui est homogène dans l'ensemble du volume. Cette température peut varier en fonction des déperditions vers l'ambiance à une température T_{amb} (et des caractéristiques thermiques de son enveloppe UA en W/K) et au gré des charges et décharges, via l'apport d'un fluide à température T_{in} avec un débit \dot{m}_{in} . Lorsque le volume est constant (débit de puisage et débit de soutirage égaux), le bilan sur la température peut être écrit :

$$MC_p \frac{dT}{dt} = \dot{m}_{in} C_p (T_{in} - T) - UA(T - T_{amb})$$
(3.1)

Le type 39 de TRNSYS présente un modèle homogène mais à volume variable. Il s'agit ici, d'un point commun avec le modèle souhaité. L'équation précédente est reprise en prenant en compte la variation de la masse M d'eau stockée. La seconde équation différentielle sur la conservation de la masse est ajoutée pour fermer le système.

$$C_p \frac{dMT}{dt} = \dot{m}_{in} C_p T_{in} - \dot{m}_{out} C_p T - U A (T - T_{amb})$$
(3.2)

$$\frac{dM}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \tag{3.3}$$

[Soriga et Badescu, 2017] comparent un modèle simple monocouche à un modèle stratifié 1D (voir ci-après) dans le cas d'un usage de stockage thermique d'ECS par production solaire. Ils montrent que, dans tous les cas, le modèle monocouche a tendance à minimiser la production solaire et que le modèle multicouche est plus approprié. Cependant, l'approximation monocouche se révèle "moins mauvaise" lorsque le rayonnement extérieur est assez stable, ce qui traduit sa capacité à modéliser assez bien le stockage thermique si la production est constante. Dans le cas de Rainergy, la production dépend majoritairement de l'écart entre la température extérieure et la température de l'eau, la

production devrait donc être globalement plus constante qu'une production de panneau solaire thermique qui dépend grandement du rayonnement solaire.

2.1.2 Modèle stratifié multicouche 1D

Il existe une grande quantité de modèles multicouches. Le principe de ces modèles réside en la séparation du volume de stockage en N différentes strates thermiques à température uniforme. La distribution des températures du ballon est donc répartie sur sa hauteur, en une dimension. Du fait des différences de masses volumiques induites par les différences de température, le volume de stockage tend à être stratifié, de la couche la plus froide (en bas) vers la couche la plus chaude (en haut).

Deux grandes catégories peuvent être distinguées : les modèles "pistons" dont les strates sont isolées thermiquement les unes des autres et les modèles à volume fini en 1D, où les strates échangent entre elles via conduction (et éventuellement via advection si des débits sont mis en jeux).

Modèles "pistons" Dans les modèles "pistons" (plug flow model en anglais), les différentes couches n'échangent pas entre elles. Le seul échange généralement modélisé est le flux thermique de perte vers l'ambiance [Kleinbach et al., 1993]. L'équation 3.1 peut donc être reprise, avec sa solution analytique connue pour une température initiale de T_0 :

$$MC_p \frac{dT}{dt} = -UA(T - T_{amb})$$
 (3.4)

$$T(t) = (T_0 - T_a)e^{\frac{-UA\Delta t}{MC_p}} + T_a$$
(3.5)

Lors de puisage ou de recharge du ballon, les nouveaux volumes d'eau sont insérés entre les couches de températures directement inférieures et supérieures. Les volumes "excédentaires" sont les volumes d'eau consommés (en haut). La Figure 3.2 montre la charge et la décharge simultanée d'un ballon constitué initialement de 5 volumes. Un volume V_c d'une source chaude est inséré à une température en intermédiaire entre V_1 et V_2 . Dans le même temps, une demande de soutirage de volume V_f introduit de l'eau froide au bas du ballon. Un volume V_f ressort donc par le haut pour satisfaire la demande, tandis qu'un volume V_c retourne à la source chaude par le bas. Les températures résultantes peuvent être calculées par moyenne pondérée des volumes.

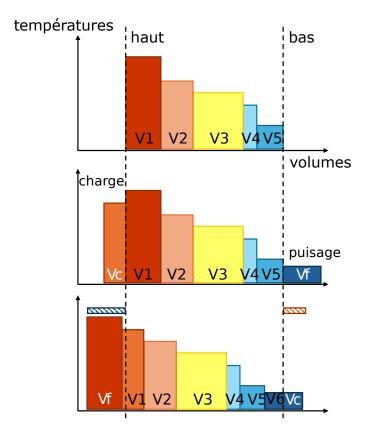


Figure 3.2 – Modélisation piston d'un ballon avec un exemple de charge-décharge (inspiré de [Kleinbach *et al.*, 1993]).

Modèles stratifiés 1D Dans le cas des modèles multicouches à volumes finis, un bilan des flux thermiques est réalisé pour chaque couche ou nœud du ballon. Il existe un nombre conséquent de modèles de ce type, qui intègrent différentes complexités. Les phénomènes physiques qui interviennent au sein d'un ballon peuvent être modélisés par différents flux thermiques, comme illustré sur la Figure 3.3 :

- L'apport d'un échangeur thermique (sur la figure) ou électrique.
- Les apports ou pertes par advection (c'est-à-dire par transport de matière) qui peuvent être dûs au soutirage ($\dot{Q}_{entrée}$ et \dot{Q}_{sortie}) qui induisent des débits forcés entre couches.
- D'autres échanges par advection entre couches qui peuvent être dûs à la circulation naturelle de l'eau par différence de pression (stratification naturelle).
- Le phénomène de diffusion thermique dans l'eau, d'une couche à l'autre.
- Enfin, les pertes thermiques vers l'ambiance.

Des logiciels commerciaux intègrent ce type de modèle. Par exemple, dans TRNSYS [Klein *et al.*, 2021] l'utilisateur peut trouver les types 156, 158 ou 38 qui modélisent un stockage thermique à nœuds à volumes fixes (156 et 158) ou variables (type 38), avec échangeur de chaleur (type 158).

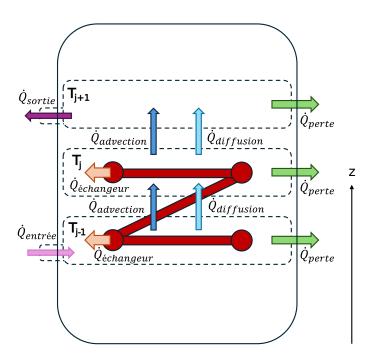


Figure 3.3 – Schéma de modélisation multicouche avec différents termes pouvant intervenir dans un bilan thermique.

Dans les modèles stratifiés 1D de ce logiciel, une problématique récurrente consiste en la modélisation des phénomènes de stratification naturelle. Plusieurs stratégies peuvent être adoptées :

- A la manière du modèle "piston" présenté précédemment, il existe des modèles (le type 38 mode 2 par exemple) qui autorisent l'injection de l'eau à hauteur variable. Sans tenir compte du fonctionnement réel (les ports d'entrée et de sortie sont évidemment fixes sur un ballon), l'entrée de l'eau se fait au niveau de la température du ballon la plus proche de la température d'entrée, ce qui permet son intégration sans perturbation de la stratification naturelle du ballon. Si la température est suffisamment proche de la température d'une strate, celle-ci est mixée avec l'eau entrante, sinon une nouvelle strate est créée.
- Le même type 38, dans son mode 1, modélise des ports fixes et en cas d'inversion de la stratification naturelle (température du nœud supérieur, inférieure à la température du nœud inférieur) mixe les strates par moyenne pondérée des masses mélangées.
- Certains modèles (le type 534 de TRNSYS par exemple) permettent aux utilisateurs de définir un débit de mélange, \dot{m}_{mix} qui mène à un flux thermique de mélange sous la forme $Q_{mix}=\dot{m}_{mix}Cp(T-T_{up})$. La clef de cette méthode réside dans l'évaluation de ces débits de mélange qui est peu aisée. Certains modèles (de jet, de plume ou de couche limite abordés ci-après) permettent d'établir ces débits.

— Enfin, d'autres modèles augmentent artificiellement la conductivité thermique de l'eau dans les strates concernées par l'inversion de stratification. En pratique, du fait de l'équation bilan utilisée, cette méthode revient à moyenner la température des couches, comme précédemment.

Une revue partielle de la bibliographie montre certains points plus spécifiques de la modélisation de la stratification :

[Noël et al., 2008] introduisent une conductivité effective $\lambda_e f f$ au lieu de la conductivité classique de l'eau pour tenir compte à la fois de la diffusion inter-strates mais également de la diffusion au travers des parois du ballon.

[Nash et al., 2017] testent notamment une modélisation en régime statique de l'échangeur et réalisent une étude paramétrique sur le nombre de nœuds nécessaires dans le but de diminuer les temps de calcul pour des applications de régulation. Les conclusions montrent qu'au-delà de 30 nœuds (pour une hauteur de 1.3 m - soit environ 5 cm par strate) les gains sur les écarts modèle-mesure sont faibles (6% de RMSE (Root Mean Square Error) contre 5% à 60 nœuds).

[Baeten et al., 2016] se concentrent sur la modélisation en 1D des phénomènes 3D qui se produisent au niveau des entrées et des sorties (mélange des flux, poussée d'Archimède). L'idée est de répartir les flux d'entrées sur les différentes strates et d'introduire un terme de mélange (Figure 3.4).

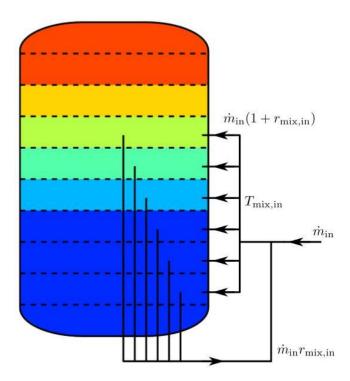


Figure 3.4 – Modélisation multicouche d'un stockage d'ECS avec un modèle spécifique pour ([Baeten *et al.*, 2016]).

[Xu et al., 2022] modélisent un stockage inter-saisonnier de 15 m de rayon et de 16 m de profondeur. A l'instar de Rainergy, la partie supérieure est constituée d'une couche d'air (30 cm) qui est modélisée comme une simple résistance thermique supplémentaire vers l'extérieur (ce qui est cohérent au vu des dimensions). Lorsque la stratification devient instable, un algorithme de mélange est utilisé (moyenne pondérée des températures par la masse).

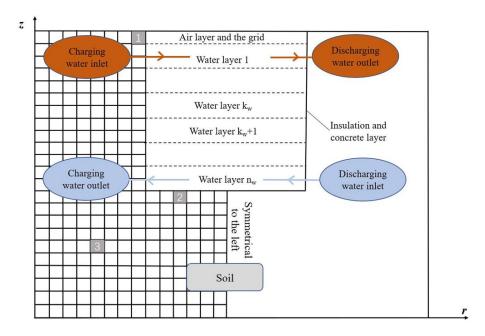


Figure 3.5 – Modélisation 1D d'un stockage saisonnier avec un nœud d'air de [Xu et al., 2022]).

2.1.3 Modèle zonal

Après les modèles stratifiés 1D, les modèles zonaux intègrent plus de complexité en intégrant une deuxième, voire une troisième dimension au problème. Le volume de stockage n'est alors plus séparé en couches homogènes empilées mais découpé en zones réparties stratégiquement sur l'ensemble du volume, sur lesquelles des bilans thermiques et massiques sont réalisés. La principale difficulté réside en l'évaluation des débits entre zones, comme abordé plus haut.

Deux approches peuvent être distinguées : une approche exclusivement sur la température où des lois d'écoulement sont utilisées pour résoudre le bilan massique. Ces lois d'écoulements, de jets ou de panaches qui sont aussi utilisées dans les modèles zonaux en thermique du bâtiment peuvent prendre la forme suivante [Riederer et al., 2003] :

$$\dot{m}(z) = C_{plume} \Phi_{conv}^{\frac{1}{3}}(z) (z - z_0)^{n_{plume}}$$
 (3.6)

Dans les modèles zonaux en pression et température, un calcul des champs de pression

à partir de l'équation de conservation de la quantité de mouvements est réalisé et permet d'évaluer les débits entre zones. [De Césaro Oliveski et al., 2003] comparent cette approche bidimensionnelle aux résultats monodimensionnels d'un modèle multicouche classique. La résolution des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement (en axial selon \vec{z} et en radial selon \vec{r}) et de l'énergie est résolue par discrétisation en volumes finis. La discrétisation est assez conséquente et dépend des régimes d'écoulement (40 par 60 cellules en convection naturelle et 120 par 200 en convection mixte pour un ballon de 80 L).

Le système est résolu grâce à l'algorithme SIMPLEC de [Patankar, 1980] qui couple vitesse et pression.

[Kenjo et al., 2007] et [Blandin et al., 2007] se sont également intéressés aux modèles zonaux couplés en température et pression. [Kenjo et al., 2007] utilisent notamment des lois d'écoulement en couche limite produite par un échangeur manteau pour fermer le problème. La discrétisation du volume de stockage suit alors la physique en considérant seulement deux rangées de cellules - sur le bord du ballon pour la couche limite et au centre pour la descente du rouleau convectif. [Blandin et al., 2007] reprennent ces travaux en intégrant notamment d'autres lois pour simuler les phénomènes de jet lors des puisages et de panaches dûs par exemple à l'appoint électrique.

Récemment [Deutz et al., 2018] reprennent le modèle de Kenjo et les corrélations de [Bejan, 2013] en les recalibrant d'après des mesures expérimentales (Figure 3.6).

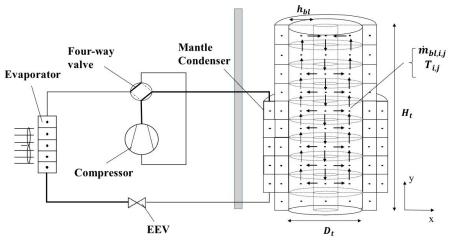


Fig. 2. Air-source heat pump water heater modeling methodology illustration (insulation not shown).

Figure 3.6 – Modélisation zonale d'un stockage d'ECS alimenté par PAC air/air ([Deutz *et al.*, 2018]).

[Luo et al., 2023], toujours sur le même principe, modélisent un stockage saisonnier de grande échelle (5 000 m³) en considérant non plus deux, mais trois zones radiales (zone centrale, de transition et de bord) (Figure 3.7). Durant la charge ou la décharge, seuls les débits d'entrée ou de sortie sont moteurs, tandis qu'en mode stockage, les différences de masse volumique permettent de calculer une différence de pression et donc un débit

entre zone de même altitude. Ici, l'hypothèse forte réside dans la constitution de deux uniques rouleaux convectifs.

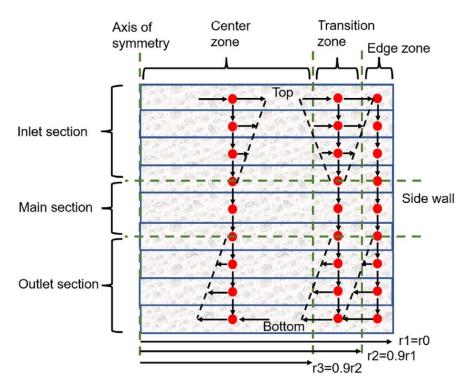


Figure 3.7 – Modélisation zonale du stockage inter-saisonnier de [Luo et al., 2023].

2.1.4 Modèle CFD

Les modèles CFD résolvent les différentes lois de conservation (masse, énergie et quantité de mouvement). Ces équations n'admettant en général pas de solutions analytiques, il est nécessaire de poser diverses approximations physiques qui permettent l'élaboration et la résolution du problème sur le plan numérique.

La CFD est souvent utilisée pour modéliser les phénomènes plus spécifiques au sein des ballons, comme l'influence des jets d'entrée sur la stratification [Shah et Furbo, 2003], la turbulence au niveau des échangeurs ou l'apport de plaques planes sur la stratification [Bouhal et al., 2017] ou encore la stratification et les débits de mélange dans de grandes géométries plus complexes que les cylindres [Chang et al., 2017]. Le niveau de détail de la CFD permet de calculer les champs de vitesse dans le ballon en plus des champs de température, (Figure 3.8).

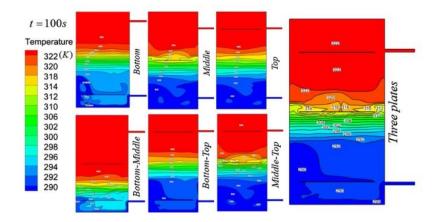


Figure 3.8 – Modélisation CFD de différentes plaques planes pour améliorer la stratification ([Bouhal *et al.*, 2017]).

En contrepartie de la résolution spatiale et temporelle des résultats, la CFD demande une compréhension rigoureuse des phénomènes pour poser les bonnes hypothèses, ainsi qu'une expertise spécifique dans le domaine numérique pour le choix de la loi de paroi, la préparation délicate de la géométrie et du maillage (taille et forme de maille, facteur d'agrandissement de maille), ainsi que des ressources de calcul plus élevées que les modèles précédents. De plus, l'utilisation de modèles CFD transitoires de la cuve pour des simulations de durée annuelle pose le problème du couplage avec le reste du modèle et semble déraisonnable à l'heure actuelle, eu égard aux temps de calcul.

2.1.5 Modèle retenu

Compte tenu des différents avantages et inconvénients présentés ci-dessus, les modèles monocouches et CFD ont été éliminés assez rapidement : les modèles CFD étant très demandeurs en ressources de calcul, ils ne permettent pas de simulation annuelle, tandis que les modèles monocouches perdent de la finesse de simulation. Par exemple, l'échangeur étant placé au fond de la cuve, il bénéficie de températures plus basses qu'à la surface (comme constaté expérimentalement). Ainsi, moyenner la température du stockage pourrait tendre à minimiser les performances du système.

Le choix entre les modèles zonaux ou multicouches est moins tranché. Certes, les modèles zonaux présentent un degré de complexité plus important permettant une meilleure spatialisation de la température (2D *versus* 1D). Cependant, de tels modèles nécessitent d'introduire des lois de comportement (loi de panache, débit dans les couches limites) qui peuvent être une source d'incertitude, notamment du fait de la question de la transposition des expressions pour une configuration donnée. Par exemple, les lois de couches limites existantes [Bejan, 2013] auraient pu être utilisées pour les parois. Cependant le flux de déperdition thermique vers le sol de notre système est sensiblement moins important que ceux mis en œuvre dans les exemples de littérature où des écarts de températures entre ambiance et stockage approchent les 40 °, contre moins d'une dizaine de degrés pour Rainergy .

De plus, comme présenté dans le chapitre précédent, l'acquisition des données de température au sein de la cuve ne permet qu'une validation sur l'axe de la hauteur de la cuve, soit en 1D. Une validation zonale serait alors peu aisée.

Enfin, le modèle de cuve fait partie d'un système plus large, dont l'objectif principal est de déterminer la température d'air en sortie de l'échangeur connecté à la VMC. Par essence, la démarche de modélisation consiste à débuter par des modèles grossiers (un modèle à température homogène a notamment été testé dans un premier temps) pour ensuite affiner jusqu'au degré de précision souhaité, sur la sortie étudiée. Dans notre cas, la validation du modèle (voir section 8 Validation par confrontation aux données expérimentales) a été jugée acceptable avec le modèle choisi : un modèle multicouche monodimensionnel, inspiré notamment des types 156 et 534 de TRNSYS.

2.2 Modèles de convection et d'évaporation à surface libre

2.2.1 Concepts théoriques

A la surface de la cuve, l'eau stockée échange avec l'air présent dans le réservoir. En parallèle de l'échange thermique par convection, un flux latent est également en jeu. Ces transferts sont très liés et la littérature les traite souvent en tant que couplage d'échanges de masse et de chaleur.

Le potentiel d'échange convectif dépend de la différence de température entre les deux fluides en contact (ou le fluide et le solide). Les mouvements qui animent le ou les fluides impliqués sont également impactants. Dans le cas d'un échange à surface libre, il s'agira donc de la vitesse de vent ou des potentielles vagues à la surface. De façon plus spécifique, la configuration de Rainergy présente des mouvements d'air et d'eau faibles ou quasi inexistants (pas d'oscillations ou de mouvements forcés).

Les transferts par évaporation sont guidés principalement par les différences de pression partielle de vapeur d'eau p_v entre la surface de l'eau au-dessus de laquelle se trouve un film de vapeur saturée et l'ambiance. La pression partielle de vapeur de l'ambiance dépend de l'humidité relative HR de l'air ambiant de la cuve et de la pression de vapeur saturante $p_{vs}(T)$ définie Eq. (3.8), dont la formulation a été introduite par [Antoine, 1888]. Cette dernière ne dépend que de la température de l'air et représente la quantité maximale d'eau que peut contenir l'air. Plusieurs corrélations (voir Table 3.1) permettent son calcul.

A la surface de l'eau, la pression partielle de vapeur est la pression de vapeur saturante. L'étude expérimentale, section 3.4 Ambiance au sein de la cuve, a montré que l'air ambiant de la cuve est également saturé. Ainsi, le potentiel d'évaporation déprendra majoritairement de cette pression saturante et donc de la différence de température entre l'air et l'eau.

$$p_v = HR \times p_{vs}(T) \tag{3.7}$$

$$p_v = HR \times p_{vs}(T)$$

$$p_{vs}(T) = 10^{a+b\frac{T}{c+T}}$$
(3.7)
$$(3.8)$$

Origine	Validité	a	b	\overline{c}
Porcher	$-25 \le T \le 80$	2.7858	7.3855	233.08
AICVF	T > 0	2.7877	7.625	241.6
NIST	T < 0	2.7877	9.756	272.7

Table 3.1 – Coefficients pour la corrélation de pression de vapeur saturante.

Pour obtenir une formulation semblable au transfert convectif, les modèles de transfert évaporatif définissent en général un coefficient de transfert de masse h_m , en [kg.s⁻¹.Pa⁻¹.m⁻²] qui, associé à la chaleur latente de vaporisation de l'eau $L_v=2257kJ/kg$ donne le flux thermique évaporatif :

$$\Phi_{conv} = h_{cv}S(T_f - T_{amb}) \tag{3.9}$$

$$\dot{m}_{evap} = h_m S(p_{vs}(T_f) - p_v(T_{amb})) \tag{3.10}$$

$$\Phi_{evap} = \dot{m}_{evap} L_v \tag{3.11}$$

$$\Phi_{evap} = h_m L_v S(p_{vs}(T_f) - p_v(T_{amb}))$$
 (3.12)

2.2.2 Revue de littérature des modèles existants

Les modèles traitant de ces échanges convectif-évporatifs en espace clos, présentés dans la littérature, concernent majoritairement les échanges au niveau des surfaces de piscines ou de plans d'eau de type bassin. [Sartori, 2000] réalise une large revue de la littérature sur les transferts évaporatifs et montre qu'une grande disparité de coefficients d'évaporations existe, ce qui dénote d'un manque de consensus sur ce type d'échange.

[Auer, 1996], dans le Type 344 de TRNSYS, réalise un bilan thermique d'un bassin intérieur à température homogène. Le flux thermique latent dû à l'évaporation, à la surface S, est évalué grâce au calcul empirique du débit d'évaporation (en kg/s), tel que :

$$\dot{m}_{evap} = \varepsilon_{evap} S(p_{vs}(T_{eau}) - HR_{amb}p_{vs}(T_{amb}))$$
(3.13)

Le coefficient $\varepsilon_{evap}[g.hPa^{-1}.m^{-2}.h^{-1}]$ est un coefficient empirique, équivalent à h_m , pris dans le guide 2089 de la VDI (*Verein Deutscher Ingenieure* - Association des ingénieurs allemands).

- 0,5 ($h_m=1.39\cdot 10^{-9}SI$) : piscine couverte
- 5 ($h_m=13.89\cdot 10^{-9}SI$) : piscine au repos
- 15 $(h_m = 41.67 \cdot 10^{-9} SI)$: piscine privée avec peu de nageurs
- 20 ($h_m = 55.56 \cdot 10^{-9} SI$) : piscine publique classique
- 28 ($h_m = 77.78 \cdot 10^{-9} SI$) : piscine loisir
- 35 $(h_m = 92.22 \cdot 10^{-9} SI)$: piscine à vagues

Pour l'étude de [Auer, 1996], l'ordre de grandeur du coefficient h_m défini précédemment est donc de 10^{-9} à 10^{-7} .

Une formule de calcul pour le coefficient de convection est donnée pour les piscines extérieures, où le coefficient h_{cv} ne dépend que de la vitesse d'air extérieur u. Dans ce cas, les transferts ne sont pas couplés.

$$h_{cv} = 3.1 + 4.1 u_{vent}$$
 [Auer, 1996] (3.15)

(3.16)

[Robitu et al., 2004] dans un bilan thermique de bassin, calculent le débit d'évaporation surfacique en prenant en compte la vitesse d'air u.

$$\dot{m}_{evap} = \rho_a C_e \frac{\delta}{P_{atm}} (p_{vs}(T_{eau}) - HR_{amb} p_{vs}(T_{amb})) \times u$$
 (3.17)

 $C_e=1.5 \times 10^{-3}$ est le nombre de Dalton, $\delta=0.622$, le rapport des constantes spécifiques de l'air $R_a = 287,05 J.kg^{-1}.K^{-1}$ et de la vapeur d'eau $R_a = 461,24 J.kg^{-1}.K^{-1}$. Le coefficient h_m est ici de l'ordre de 10^{-8} SI.

[Woolley et al., 2011] proposent une autre corrélation pour le calcul direct de la puissance échangée. Le coefficient h_{evap} intègre donc déjà la chaleur latente de vaporisation.

$$\Phi_{evap} = h_{evap} S(p_{vs}(T_f) - p_v(T_{amb})) \tag{3.18}$$

$$h_{evap} = 0.036 + 0.025u_{vent}$$
 (3.19)

Par identification, le coefficient h_m serait ici à nouveau de l'ordre de 10^{-8} .

Le calcul de l'échange convectif est, cette fois, couplé au transfert de masse. Le ratio de Bowen [Bowen, 1926] est introduit et lie les deux flux comme indiqué Eq. (3.20). Ce ratio dépend notamment des températures, des pressions totales et partielles, ainsi que de la constante de Bowen. Ce ratio diffère selon les configurations.

$$R_{Bowen} = \frac{\Phi_{conv}}{\Phi_{evap}}$$

$$R_{Bowen} = C_{Bowen} \frac{p_a}{p_0} \frac{T_w - T_a}{p_{vs}(T_w) - p_v(Ta)}$$
(3.20)

$$R_{Bowen} = C_{Bowen} \frac{p_a}{p_0} \frac{T_w - T_a}{p_{vs}(T_w) - p_v(T_a)}$$
 (3.21)

La valeur du coefficient C_{Bowen} de Bowen est donnée dans le Table 3.2.

C_{Bowen}	[mmHg/°C]	[Pa/°C]	Utilisation
	0,501	66,8	Milieu clos sans renouvellement
			la diffusion n'est pas limitante
	0,442	58, 9	Milieu ouvert avec renouvellement
			la diffusion est limitante
	0,46	61, 33	cas intermédiaire

Table 3.2 – Valeur du coefficient C_{Bowen} calculée par [Bowen, 1926] avec leur cas d'application.

[Shah, 2014] fait une synthèse de près de 30 ans de travail sur l'évaporation de surfaces libres. Il distingue notamment les cas intérieurs, extérieurs, occupés et non-occupés. Pour les réservoirs et autres cuves, Shah préconise d'utiliser les relations des piscines non-occupées. En ce cas, pour Rainergy, il faudrait prioriser le plus grand des deux taux d'évaporation suivant :

$$\dot{m}_{evap} = \frac{C}{3600} S \rho_a(T_w) \left(\rho_a(T_{amb}) - \rho_a(T_w) \right)^{\frac{1}{3}} (W_w - W_r)$$
 (3.22)

$$\dot{m}_{evap} = \frac{b}{3600} S(p_{vs}(T_w) - p_v(T_a))$$
 (3.23)

La première équation diffère des précédentes méthodes en ne mettant pas en jeu directement les pressions de vapeur. Cependant, celles-ci se retrouvent dans l'expression des humidités spécifiques $W=0,622\frac{p_v}{p_{atm}-p_v}$.

Les coefficients C et b sont évalués à 35 et 5.10^-5 , ce qui donne, à nouveau par association des coefficients h_m d'ordre de grandeur 10^{-8}

Enfin [Proulx et al., 2024], dans une étude récente, utilisent les corrélations de Shah pour valider celles de la VDI, en spécifiant que la première est bien adaptée pour les milieux aériens calmes (faibles vitesses d'air).

Les valeurs qu'il est possible de retrouver dans la littérature sont souvent calculées pour des piscines, où l'air ambiant est loin d'être saturé (HR = 50%) et ne correspondent pas aux niveaux d'humidité de l'air observés dans Rainergy. Dans ce cas-là, [Proulx et al., 2024] donnent des débits d'évaporation de $80 \text{ g.m}^{-2}.h^{-1}$, ce qui correspond à une perte thermique de 50 W.m^{-2} . [Shah, 2014] donne également des ratios de cet ordre de grandeur, le flux évaporatif pouvant atteindre plus de 150 W.m^{-2} mais pour des conditions de températures chaudes (25 à 30 °C) et d'humidités classiques. [Woolley et al., 2011], pour une piscine extérieure, montrent une prédominance de l'effet évaporatif sur la convection dans son bilan thermique (25% contre moins de 5%).

2.2.3 Modèle retenu

Compte tenu de la diversité des méthodes de calcul et des corrélations, qui aboutissent finalement à des ordres de grandeur similaires en terme de coefficient de transfert de masse, la méthode de [Shah, 2014] a été choisie, notamment parce qu'elle ne met pas en jeu de terme de vitesse d'air pour calculer le coefficient d'évaporation. En effet, la cuve étant fermée et le couvercle proche du scellement hermétique, il semble difficile d'évaluer une vitesse d'air cohérente à la surface de l'eau (sauf à procéder à une étude paramétrique sur un modèle CFD).

$$\dot{m}_{evap} = \frac{b}{3600} S(p_{vs}(T_w) - p_v(T_a))$$
 (3.24)

$$\Phi_{evap} = \dot{m}_{evap} L_v \tag{3.25}$$

Les seules forces de convection sont donc dues à la convection naturelle et aux différences de masse volumique de l'air. Comme attesté par la littérature, les deux transferts étant couplés il a été préféré de choisir la formulation de [Woolley et al., 2011] qui couple les transferts latents et sensibles.

$$R_{Bowen} = \frac{\Phi_{conv}}{\Phi_{evap}}$$

$$R_{Bowen} = C_{Bowen} \frac{p_a}{p_0} \frac{T_w - T_a}{p_{vs}(T_w) - p_v(T_a)}$$
(3.26)

$$R_{Bowen} = C_{Bowen} \frac{p_a}{p_0} \frac{T_w - T_a}{p_{vo}(T_w) - p_v(T_a)}$$
 (3.27)

$$h_{cv}S_{cuve}(T_w - T_a) = R_{Bowen} * \dot{m}_{evap}L_v \tag{3.28}$$

(3.29)

Dans rapport le $\frac{p_a}{p_0}$, p_a représente la pression de l'air à la surface et p_0 , la pression de référence. Dans notre cas la cuve n'est pas pressurisée ou située en haute altitude, ce rapport est donc égal à 1.

Il est également important d'ajouter ici que, l'effort apporté à la recherche de la modélisation des phénomènes de transfert latent peut sembler très conséquent pour un phénomène qui sera plutôt simplifié du fait de la saturation de l'air intérieur de la cuve. Toutefois, la prise en compte de ce transfert pourrait s'avérer importante dans le cas où l'intérieur de la cuve serait ventilé pour augmenter justement les transferts latents et ainsi réduire la température d'eau de la cuve.

2.3 Modèles de sol

2.3.1 Diffusion de la chaleur

La simulation des systèmes géothermiques implique en général d'utiliser un modèle de sol environnant pour calculer la diffusion de chaleur.

[Cui et al., 2018], dans une étude bibliographique, exposent les différents modèles analytiques et numériques (2D et 3D) de sondes géothermiques verticales.

Les modèles analytiques reposent sur les théories des sources linéaires (de Kelvin) et cylindriques (de Carslaw). Ces modèles sont valables dans des conditions bien spécifiques (source infinie ou semi-infinie à flux thermique constant, distribution de la température radiale...).

Aux modèles analytiques s'ajoutent les modèles numériques (éléments-finis, différences-finies ou volumes-finis).

La méthode des volumes finis divise un domaine de calcul en cellules sur lesquelles les équations de conservation sont intégrées.

La méthode des éléments finis intègre également les équations de conversation, mais sous leur forme faible.

La méthode des différences finies divise le domaine en une grille et approxime les dérivées partielles des équations différentielles par des différences entre les valeurs aux points de la grille.

En général, les modèles sont divisés en deux régions, une première dévolue aux calculs des phénomènes physiques se déroulant dans les sondes (diamètre équivalent, double ou simple U), tandis que l'autre simule la région du sol environnant. Les modèles les plus populaires sont les modèles EWS (*Erdwärmesonden*" en allemand dans le texte), CaRM (*Capacity resistance model* soit un modèle "RC" - Figure 3.9) ou TRCMs (*Thermal resistance and capacity model*).

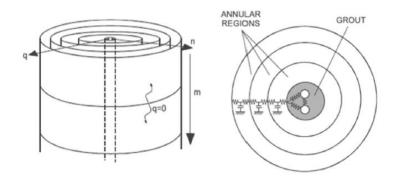


Figure 3.9 – Schéma d'un modèle CaRM [De Carli et al., 2010].

Une des principales hypothèses rend ces modèles difficiles à mettre en application pour notre cas d'étude : les sondes géothermiques étant très profondes par rapport à leur diamètre, les échanges axiaux sont peu, voire pas modélisés. Rainergy est plus "compact" avec une forme presque cubique et les échanges thermiques entre le système et le sol ne pourront pas être constants du fait de son fonctionnement passif.

[Xu et al., 2022] dans leur modèle de sol couplé au modèle de cuve (présenté précédemment) résolvent l'équation de la chaleur en 2D et en coordonnées cylindriques. Le domaine est d'une taille $2r_{stockage}h_{stockage}$ (avec r=15m et h=16m). Un maillage adaptatif a été mis en place (pas géométriques non précisés). Les propriétés de sol sont prises constantes. Lors des simulations multi-années, le domaine est élargi à $5r_{stockage}h_{stockage}$.

[Dahash et al., 2018] et [Marigo et al., 2021] utilisent COMSOL pour une méthode à élément fini axial 2D pour résoudre la conduction dans le sol environnant. Ce dernier

compare les résultats de ce modèle gourmand en temps de calcul (simulation journalière exclusivement) à un modèle CaRM qui montre des résultats assez proches.

[Lee et Lam, 2012] prennent en compte un écoulement souterrain (parallèle à la surface), mais en conservant un modèle en différence finie. L'échange dû à l'écoulement est traité comme une résistance thermique équivalent. Les propriétés de sol restent constantes.

L'avantage d'une modélisation en volume fini réside notamment, dans la possibilité de coupler transfert de masse et transfert thermique. En effet, dans un sol insaturé, les transferts d'eau et de vapeur sont fortement liés au transfert de chaleur, notamment lors de la présence d'une source de chaleur. [Gao et al., 2016] les modélisent dans le cas d'un échangeur géothermique horizontal.

Le bilan énergétique d'une maille prend alors en compte les débits d'eau et de vapeur. Un bilan massique doit également être réalisé. Les propriétés thermiques du sol dépendent aussi de la quantité d'eau présente. En doublant (ou même triplant dans le cas présent) le nombre de variables d'une cellule, les temps de calcul sont au minimum multipliés par 4 (ici par 9). Ce qui peut être rédhibitoire dans le cas de simulations pluri-annuelles. Par exemple, [Gao et al., 2016] simule seulement 1 m³ de sol durant 30 jours, le pas de temps n'étant pas indiqué.

2.3.2 Propriétés des sols

Une alternative moins coûteuse en temps de calcul serait la prise en compte de la variation des propriétés du sol avec l'humidité.

[Zhang et Wang, 2017] font une étude bibliographique des différentes méthodes de calcul de la conductivité thermique des sols. Ils présentent des modèles de types analytiques, empiriques ou par identification lors de tests de résistivité thermique.

Ces modèles présentent en général l'avantage de donner une formulation assez simple. Bien évidemment, il en résulte des désavantages récurrents, à savoir que certains modèles ne s'appliquent qu'à certains types de sol ou que leur prédiction n'est bonne que pour la plage saturée ou insaturée.

[Nikoosokhan et al., 2016] analysent notamment la variation de la conductivité thermique du sol en fonction de la texture, de la teneur en eau et de la masse volumique sèche.

Par la suite, une dépendance de la conductivité thermique en fonction du temps et de la profondeur est établie. L'idée est de faire varier linéairement la hauteur de nappe phréatique au cours de l'année, avec un niveau maximal en hiver et un niveau minimal en été. Le degré de saturation du sol suit cette variation, tout comme la conductivité thermique. Il en résulte la construction de l'équation de plan $\lambda(z,t)$:

$$\lambda(z,t) = \frac{\lambda_{sat}e^{z/L_{nappe}}}{\beta} \left(1 - \sin\left(\frac{\pi}{2t_0} - \frac{\pi}{2}\right)\right)$$

$$\beta = \frac{\lambda_{sat}}{\lambda_{dry}}$$
(3.30)

$$\beta = \frac{\lambda_{sat}}{\lambda_{dru}} \tag{3.31}$$

La Figure 3.10 présente la variation de la conductivité thermique d'un sol bi-couche entre les deux hauteurs extrêmes de nappe à t=0 et $t=t_0$.

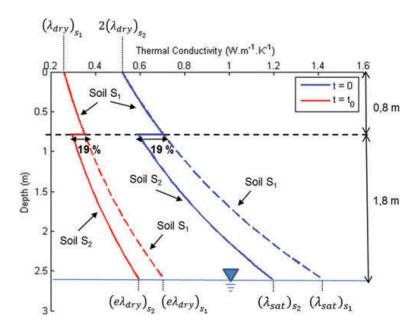


Figure 3.10 - Variation de la conductivité thermique en fonction du temps et de la profondeur pour un sol à deux couches [Nikoosokhan et al., 2016].

Un modèle physique de la variation d'humidité dans le sol est proposé par [Tjernström, 1989 :

$$\frac{\partial w}{\partial t} = D \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} + \frac{\partial K}{\partial z} + S_w(z)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha(w) \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$$
(3.32)

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha(w) \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \tag{3.33}$$

où w est le contenu volumique en humidité, K la conductivité hydraulique du sol, S un terme source positif (précipitations) ou négatif (présence de plantes) et $\alpha(w)$ la diffusivité du sol tenant compte de l'évolution de ses propriétés en fonction de la teneur en eau. Ce modèle est notamment implémenté dans ENVI-met [Bruse, 2004].

2.3.3 Modèle retenu

Les modèles CaRM présentés précédemment et utilisés pour les sondes géothermiques verticales présentent également un nombre de mailles faible par rapport aux modèles en volumes finis classiques et n'ont pas réellement été envisagés.

Dans une optique de versatilité possible, un modèle volume fini a été implémenté. En effet, l'impact de la modélisation du sol n'étant pas connu a priori, utiliser un modèle qu'il est possible d'adapter était un pré-requis. Pour pouvoir réduire le nombre de mailles à souhait, un pas variable a été mis en place.

Dans un premier temps, afin de conserver une flexibilité de modèle, l'implémentation de l'humidité dans le sol a été effectuée à partir d'une conductivité variable uniquement, sans bilan de masse complet.

Cependant, un modèle en volume fini permettra également de pouvoir ajouter de la complexité au fur et à mesure en ajoutant par exemple des flux advectifs, comme l'infiltration d'eau de pluie, tel que réalisée par [Gao et al., 2016].

Pour tenir compte de la variabilité de la conductivité thermique du sol, le modèle de [Nikoosokhan *et al.*, 2016] a également été choisi pour faire varier la conductivité thermique du sol.

3 Présentation des modèles utilisés

3.1 Choix de l'outil

La littérature qui traite de la modélisation de systèmes de stockage par ballon d'accumulation fait état d'un certain nombre d'outils de modélisation. On peut notamment citer COMSOL [Marigo et al., 2021], TRNSYS [De Césaro Oliveski et al., 2003], Fluent [Gan et al., 2007] ou Matlab/Simulink [Blandin et al., 2007]. Dans beaucoup de cas, l'outil de simulation n'est pas mentionné.

Pour les articles traitant de la modélisation de modèles de cuve de stockage à niveau variable, leur nombre est assez faible et les logiciels ne sont pas mentionnés.

De plus, la définition du périmètre de modélisation a montré que plusieurs modèles doivent être construits et articulés ensemble. Ainsi, pour avoir la main sur tous les phénomènes physiques modélisés, on privilégie dans ce travail une solution de construction d'un modèle à partir de zéro.

Python présente un certain nombre d'avantages : c'est un langage très utilisé et en expansion, avec une communauté d'utilisateurs importante ¹ (voir Table 3.3). Cette communauté permet de bénéficier d'une importante quantité de ressources sur les plateformes dédiées.

Il s'agit d'un langage de haut niveau, c'est-à-dire qui laisse l'utilisateur faire abstraction de toute considération (ou presque) concernant le fonctionnement du matériel utilisé pour lancer le programme. Python est également sous licence libre, ce qui permet de bénéficier d'une large gamme de bibliothèque d'outils, que ce soit pour l'analyse ou la mise en forme de résultats, mais aussi pour l'utilisation d'outils mathématiques et l'amélioration des vitesses de calcul.

Les bibliothèques classiques de calcul scientifique numpy ou scipy, d'optimisation avec pymoo, d'analyse de sensibilité avec SALIB ou de calcul de propriétés physiques et thermiques des fluides avec pyfluids ont notamment été utilisées.

Enfin, la diffusion des modèles, par exemple vers des logiciels de simulation énergétique du bâtiment, sera facilitée du fait des nombreuses passerelles entre le langage Python et les outils de simulation thermique du bâtiment (EnergyPlus, TRNSYS, Pleaides).

Rang	Langage	Part de popularité	Tendance annuelle
1	Python	29.56 %	+1.6 %
2	Java	15.66 %	-0.2 %
3	JavaScript	8.16 %	-1.0 %
4	C/C++	6.76 %	-0.0 %
5	C#	6.58 %	-0.1 %

Table 3.3 – Langages les plus populaires, source : *PYPL PopularitY of Programming Language*.

^{1.} La part de popularité est évaluée en fonction du nombre de recherche de tutoriel sur Google

On présente ci-dessous (Tab. 3.4) un récapitulatif bref des options à notre disposition au moment de démarrer le travail de modélisation, dans l'optique de réaliser un couplage avec un logiciel de simulation énergétique du bâtiment.

Outils	Outils mathématique	Open source	Couplage	Modèles présents	Simulation annuelle
COMSOL	éléments finis	non	non	non	non
Matlab/Simulink	à coder	non	TRNSYS : oui $e+:\sim$ oui	non	oui
TRNSYS	à coder	non	-	non	oui
Fluent	volumes finis	non	non	non	non
Python	à coder	oui	TRNSYS : oui e+ : oui	non	oui

Table 3.4 – Comparaison des différentes options de modélisation.

3.2 Modélisation de la cuve et des échangeurs

Les températures au sein de la cuve et les températures des échangeurs eau-eau et air-eau sont résolues dans le même système, dont la méthode de résolution est abordée **4 Résolution numérique**.

3.2.1 Modèle des températures de la cuve

La cuve est divisée en n_{cuve} strates de hauteur dz sur lesquelles sont résolues un bilan thermique. Une strate peut être remplie soit d'eau, soit d'air, soit d'un mélange des deux, au niveau de l'interface. Comme le niveau du réservoir ne peut pas dépasser la partie cylindrique, le cône et le regard ont été traités comme un unique nœud, différent d'une strate d'air.

Une strate d'eau peut comporter ou non une partie de l'échangeur hélicoïdal. Le nombre total de bilans différents est donc de 8 (Figure 3.11).

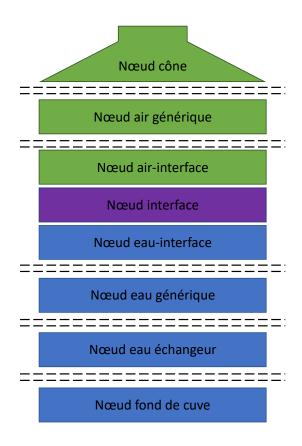


Figure 3.11 – Schéma des différents nœuds qui conduisent aux différents bilans.

La stratification de l'air dans la cuve n'a pas été modélisée. Par hypothèse, on pose donc que la température d'air est homogène au sein du réservoir. Cette hypothèse est discutable car une stratification doit être atteinte, notamment en été, avec un air plus frais au niveau de la surface de l'eau et plus chaud en haut de la cuve. Cependant, cette stratification ne peut se développer que sur moins de 2.5 m au maximum (dans le cas où la cuve est vide) et plus généralement entre 1 m et 1.5 m, ce qui laisse moins de place à une forte stratification. Par exemple, dans les logiciels de simulation thermique du bâtiment, la température des pièces est souvent modélisée par une seule température (on exclut ici les modèles zonaux), notamment dans les pièces de hauteur classique.

De plus, il faut garder en tête que l'objectif de notre modèle est de simuler la température en sortie de l'échangeur air-eau avant la VMC, qui sera peu influencée par une stratification de l'air. En cela, un effort modéré sur la modélisation de la température d'air dans la cuve est acceptable. Enfin, le dispositif expérimental n'intègre pas la possibilité de valider cette stratification à partir de mesures.

Nœuds d'eau Nous détaillerons ici le bilan pour un nœud d'eau avec échangeur s'agissant du nœud présentant le plus de flux, illustrés Figure 3.12.

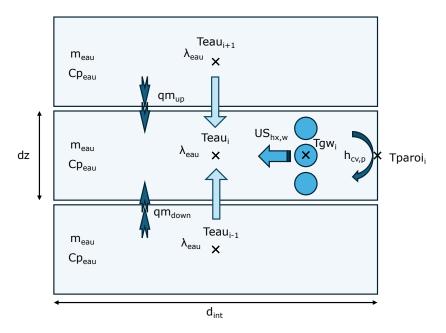


Figure 3.12 – Nœud pour une strate d'eau générique.

Les calculs des termes d'échanges (coefficient de convection, coefficient d'échange de l'échangeur, ...) sont détaillés dans les sections suivantes. Les exposants $^+$ indiquent des quantités prises au pas de temps courant (une absence d'exposant, au pas de temps précédent). θ , avec $0 \le \theta \le 1$, permet de définir le schéma entre totalement explicite et totalement implicite.

$$mC_{p}\frac{\partial T_{eau}}{\partial t} = (1 - \theta)(\Phi_{cond_{up}}^{+} + \Phi_{cond_{down}}^{+} + \Phi_{adv_{up}}^{+} + \Phi_{adv_{down}}^{+} + \Phi_{conv,p}^{+} + \Phi_{hx}^{+})$$
$$\theta(\Phi_{cond_{up}} + \Phi_{cond_{down}} + \Phi_{adv_{up}} + \Phi_{adv_{down}} + \Phi_{conv,p} + \Phi_{hx})$$
(3.34)

Les flux mis en jeux sont donc les flux ascendants et descendants qui sont exprimés pareillement (pour des raisons de concision) sous l'appellation "up/down" avec l'indice $i\pm 1$:

- Les échanges conductifs dans l'eau entre les deux strates adjacentes : $\Phi_{cond_{up/down}} = \lambda_{eau} S^{\frac{T_{eau,i\pm 1} T_{eau,i}}{dz}}$
- Les échanges advectifs générés par les débits dus aux changements de volume : $\Phi_{adv_{un/down}} = q_{m,eau} C p_{eau} (T_{eau,i\pm 1} T_{eau,i})$
- Les pertes par convection vers le sol : $\Phi_{conv} = h_{cv,p} S(T_{paroi,i} T_{eau,i})$

— Les échanges avec l'échangeur :
$$\Phi_{hx} = US_{hx_w}(T_{qw,i} - T_{eau,i})$$

 $T_{qw,i}$ est la température du fluide dans l'échangeur à la strate i. Elle est calculée via un autre bilan thermique couplé dans la résolution (voir 3.2.2 Modèle des températures de fluide dans l'échangeur eau-eau). Les débits sont calculés en fonction des précipitations, du puisage et des débits de débordement et d'eau de ville (qui servent à maintenir le volume d'eau entre deux bornes minimales et maximales).

Les expressions précédentes sont alors réécrites en isolant la température calculée $T_{eau.i}^+$ et en faisant apparaître les nombres de Fourier qui serviront notamment pour la résolution du système.

$$T_{eau,i}^{+} - T_{eau,i} = (1 - \theta) \Big(Fo_{cond_{up/down}}^{+} (T_{eau,i\pm 1}^{+} - T_{eau,i}^{+}) + Fo_{adv_{up/down}}^{+} (T_{eau,i\pm 1}^{+} - T_{eau,i}^{+}) + Fo_{adv_{up/down}}^{+} (T_{eau,i\pm 1}^{+} - T_{eau,i}^{+}) + Fo_{adv_{up/down}}^{+} (T_{eau,i\pm 1}^{+} - T_{eau,i}^{+}) \Big) + \theta \Big(Fo_{cond_{up/down}} (T_{eau,i\pm 1} - T_{eau,i}) + Fo_{adv_{up/down}} (T_{eau,i\pm 1} - T_{eau,i}) + Fo_{conv,p} (T_{p,i} - T_{eau,i}) + Fo_{hx} (T_{gw,i} - T_{eau,i}) \Big)$$

$$(3.35)$$

$$Fo_{cond_{up/down}} = \frac{dt \ \lambda_{eau} \ S}{m_{eau} \ Cp_{eau} \ dz}$$
(3.36)

$$Fo_{adv_{up/down}} = \frac{dt \ q_{m,eau} \ Cp_{eau}}{m_{eau} \ Cp_{eau} \ dz} \tag{3.37}$$

$$Fo_{conv} = \frac{dt \ h_{cv,p} S}{m \ C p_{equ}} \tag{3.38}$$

$$Fo_{adv_{up/down}} = \frac{dt \ q_{m,eau} \ Cp_{eau}}{m_{eau} \ Cp_{eau}} dz$$

$$Fo_{conv} = \frac{dt \ h_{cv,p}S}{m \ Cp_{eau}}$$

$$Fo_{hx_{up/down}} = \frac{US_{hx_w}dt}{m_{eau} \ Cp_{eau}}$$

$$(3.37)$$

$$(3.38)$$

Les nombres de Fourier, ne multipliant pas directement des températures de mailles adjacentes, ou plus généralement de mailles du vecteur "cuve + échangeurs", - ici la température de paroi par exemple -, sont intégrés dans un vecteur de condition limite CL (avec la multiplication de la température associée - voir 4 Résolution numérique).

Nœud à la surface Le nœud qui fait office d'interface entre l'eau et l'air est traité comme un nœud équivalent, Figure 3.13. L'idée est de s'affranchir d'un maillage variable qui peut notamment poser quelques problématiques numériques au niveau de la jonction avec le modèle de sol.

En conservant un maillage fixe et régulier, la surface de l'eau atteindra plus probablement un niveau intermédiaire au sein d'une cellule. Cette cellule est alors traitée comme une cellule équivalente dont les propriétés sont issues de la moyenne pondérée par les masses d'air et d'eau de la cellule, par exemple la masse $m_{eq} = frac_eau \, m_{eau} + (1-1) \, m_{e$ $frac_eau)m_{air}$. Pour des raisons de concision, le bilan suivant n'est écrit que pour les flux au pas de temps précédent (sans exposant $^+$). Cependant, de la même façon que le nœud précédent, le pas de temps courant est également pris en compte.

$$m_{eq}Cp_{eq}\frac{\partial T_{eq}}{\partial t} = \Phi_{cond_{up}} + \Phi_{cond_{down}} + \Phi_{adv_{up}} + \Phi_{adv_{down}} + \Phi_{conv,p} + \Phi_{ray} + \Phi_{cv,surf} + \Phi_{evap}$$
(3.41)

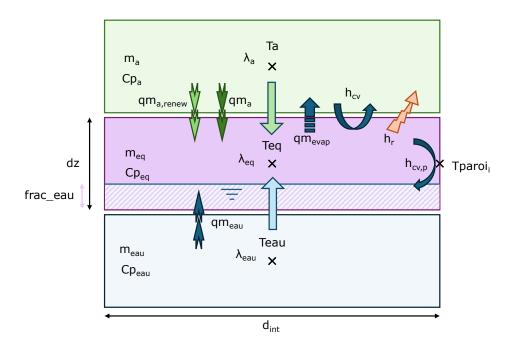


Figure 3.13 – Nœud pour la strate d'interface.

Parmi les flux thermiques intervenant dans le bilan thermique, certains sont très semblables aux flux précédents. Les flux thermiques, par conduction ou advection, sont exprimés de la même façon, en prenant garde à intégrer le λ_{eq} pour la "demi-résistance" de conduction.

Les autres flux sont alors :

— Le flux latent lié à l'évaporation :

$$\Phi_{evap} = q m_{evap} L_v$$

Le débit est calculé en se basant sur la corrélation de [Shah, 2014], voir Eq. 3.25. La cuve étant, par hypothèse, saturée, on considère que le débit de vapeur est négligeable. Le bilan de vapeur d'eau n'est donc pas réalisé. Ce flux est alors seulement traité comme un flux latent, il n'y a pas de perte massique.

— Le flux thermique convectif entre la strate équivalente et la première strate d'air : $\Phi_{cv,surf}=R_{Bowen} imes \Phi_{evap}$

$$\Phi_{cv,surf} = C_{Bowen} \frac{p_a}{p_0} \frac{T_w - T_a}{p_{vs}(T_w) - p_v(T_a)} qm_{evap} Lv$$

— Les pertes par convection vers le sol sont traitées avec une configuration de résistance en parallèle, les surfaces d'échange de l'air et de l'eau étant fixées par le coefficient $frac_eau$.

$$\begin{split} &\Phi_{conv,p} = h_{cv,p} S_{lat} (T_{paroi,i} - T_{eq}) \\ &\text{avec } h_{cv,p} = frac_eau \ h_{cv,p,eau} + (1 - frac_eau) \ h_{cv,p,air} \end{split}$$

— Le flux thermique radiatif vers les parois, traité selon la méthode de l'enceinte fictive, détaillée 3.2.5 Échanges radiatifs.

$$\Phi_{ray} = h_r S(T_{E,eau} - T_{eq}) - \varphi_{corr} S$$

Les expressions précédentes sont alors réécrites en isolant la température calculée T_{eq}^+ et en faisant apparaître les nombres de Fourier qui serviront notamment pour la résolution du système.

$$T_{eq,i}^{+} - T_{eq,i} = (1 - \theta) \Big(Fo_{cond_{up/down}} (T_{eq\pm 1} - T_{eq}) + Fo_{adv_{up/down}} (T_{eq\pm 1} - T_{eq}) + Fo_{conv,p} (T_{p,i} - T_{eq}) + Fo_{ray} (T_{E,eau} - T_{eq}) + CL_{ray} + CL_{evap} + Fo_{conv,surf} (T_a - T_{eq}) \Big) + \theta \sum \Phi_i^{+}$$
(3.42)

De la même façon que précédemment, les nombres de Fourier dont les températures ne font pas partie du vecteur "cuve + échangeurs" sont intégrés dans le vecteur CL (tout comme le terme d'évaporation). Le débit d'évaporation est calculé avant la résolution.

$$Fo_{conv,p} = \frac{dt \ h_{cv,p} \ S_{lat}}{m_{eq} C p_{eq}} \tag{3.43}$$

$$Fo_{ray} = \frac{dt \ h_r \ S}{m_{eq} C p_{eq}} \tag{3.44}$$

$$CL_{ray} = \frac{dt \ \varphi_{corr} S}{m_{eq} C p_{eq}} \tag{3.45}$$

$$CL_{ray} = \frac{dt \varphi_{corr} S}{m_{eq} C p_{eq}}$$

$$CL_{evap} = \frac{dt q m_{evap} L_v}{m_{eq} C p_{eq}}$$
(3.45)

$$Fo_{conv,surf} = \frac{C_{Bowen} dt \ qm_{evap} L_v}{((p_{vs}(T_w) - p_v(T_a))m_{eq} \ Cp_{eq})}$$
(3.47)

Autres nœuds Les autres nœuds sont dérivés des échanges présentés précédemment. Pour chaque type de nœud différent, les remarques suivantes peuvent être faites :

— Nœud d'eau sans échangeur : Le bilan est le même que pour une strate avec échangeur, mais sans le terme relatif à l'échangeur.

- Nœud d'une strate d'air quelconque : Le bilan est également similaire à une strate d'eau. Comme abordé plus haut, les strates d'air sont à température homogène. D'une façon technique, cette hypothèse a été modélisée en définissant une conductivité thermique d'air très grande (10^5) au lieu d'une conductivité d'air classique. Les autres différences notables sont la nécessité d'adapter les propriétés physiques du fluide (ρ pour le calcul de la masse) et qu'un flux advectif supplémentaire (en plus de celui généré par changement de volume) intervient dû à un renouvellement d'air possible. En pratique, les débits ascendants et descendants sont sommés entre eux.
- **Nœud du cône**: Le cône est traité comme une strate d'air mais les masses, volumes et surfaces sont adaptés. Les pertes vers le sol sont calculées en moyennant les températures de parois (pondérées par les surfaces). Un terme de condition limite d'échange est ajouté pour tenir compte des pertes et apports thermiques par le couvercle. Ce terme comprend un flux rayonné (même forme que CL_{ray}) et un flux convectif.
- Nœuds ajdacents à l'interface : Les strates adjacentes au nœud équivalent, doivent prendre en compte la différence de résistance.
- Nœuds au fond de la cuve : La convection au fond de la cuve est traitée de la même façon que la convection vers les parois extérieures latérales (en considérant un coefficient de convection adapté). Un nombre de Fourier similaire est déterminé et multiplie la température de paroi du fond de la cuve.

Calcul des débits Le calcul des débits est réalisé en début de pas de temps. Le changement de volume va dépendre des apports ou des soutirages d'eau. Dans le même temps, le réservoir n'étant pas étanche, un débit d'air va sortir ou pénétrer dans la partie supérieure. En plus de ces débits de changement de volume, un débit de renouvellement d'air est ajouté. Ce débit est considéré comme ascendant et descendant en même temps, Figure 3.14.

Les débits pris en compte dans le modèle sont :

- Les débits dus à l'apport d'eau de pluie qui sont calculés en fonction des précipitations sur le pas de temps (mmPluie en [mm]), de la surface de toiture et d'un coefficient de perte C_{toit} .
- Un débit de remplissage lorsque le volume de cuve passe sous le volume minimum, qui est calculé pour réatteindre la hauteur d'eau minimale. L'eau entre alors à la température d'eau de ville.
- Les soutirages dus à l'usage de la cuve. Il s'agit de données d'entrée du modèle.
- Un débit de débordement, lorsque le niveau maximum est atteint. Il est calculé pour conserver le volume maximal.
- Le débit d'air "d'ajustement" de volume, calculé à partir de la différence de volume d'eau.
- Le débit de renouvellement d'air, calculé à partir d'un taux de renouvellement d'air τ_r , en vol.h⁻¹.

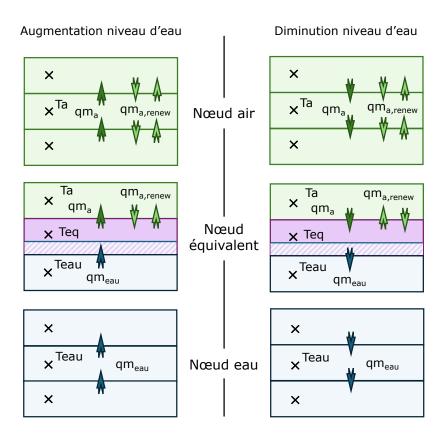


Figure 3.14 – Schéma des débits en cas de diminution ou augmentation de volume.

Un premier calcul est réalisé en considérant les débits de pluie et les soutirages. Dans le cas où le volume final est supérieur ou inférieur à ses limites, on calcule un débit de débordement ou de remplissage pour atteindre la limite.

En considérant le volume final d'eau sur le pas de temps, le débit d'air est alors calculé en fonction du volume d'eau précédent.

$$qm_{rain} = \frac{mmPluie}{dt} C_{toit} S_{toit}$$
 (3.48)

$$qm_{air} = \frac{V_{eau} - V_{eau}^+}{dt} \tag{3.49}$$

$$qm_{rain} = \frac{mmPluie}{dt} C_{toit} S_{toit}$$

$$qm_{air} = \frac{V_{eau} - V_{eau}^{+}}{dt}$$

$$qm_{air,renew} = \frac{taux_r V_{air}}{3600}$$

$$(3.48)$$

$$(3.49)$$

$$(3.50)$$

Les débits sont ensuite agrégés pour calculer un débit ascendant ou descendant final.

3.2.2 Modèle des températures de fluide dans l'échangeur eau-eau

L'échangeur eau-eau est divisé en n_{HX} nœuds, lesquels sont en contact avec les strates correspondantes. Le nombre de nœuds est défini en fonction de la hauteur de l'échangeur et de la taille du pas géométrique dz. L'échangeur eau-eau de longueur totale L est donc découpé en n_{HX} nœuds, ce qui permet de connaître la longueur d'échangeur et donc la masse d'eau glycolée représentée par un nœud.

La méthode de calcul des températures du fluide dans l'échangeur est également issue du type 156 de TRNSYSY [Klein et al., 2021]. Elles sont calculées via un bilan thermique entre les pertes vers la cuve et le débit de fluide. Les nombres de Fourier sont définis à partir des flux.

$$m_{gw}Cp_{gw}\frac{T_{gw,i}^{+}-T_{gw,i}}{dt} = \theta(\Phi_{hx}+\Phi_{flow})+(1-\theta)(\Phi_{hx}^{+}+\Phi_{flow}^{+})$$
 (3.52)

$$\Phi_{hx} = US_{hx_w}(T_{eau,i} - T_{gw,i}) \tag{3.53}$$

$$\Phi_{flow} = q_{m,gw} C p_{gw} (T_{gw,i-1} - T_{gw,i})$$
 (3.54)

$$Fo_{hx} = \frac{US_{hx_w}dt}{m_{gw} * Cp_{gw}} \tag{3.55}$$

$$Fo_{hx} = \frac{US_{hx_w}dt}{m_{gw} * Cp_{gw}}$$

$$Fo_{flow} = \frac{q_{m,gw}Cp_{gw}dt}{m_{gw}Cp_{gw}}$$

$$(3.55)$$

3.2.3 Modèle des températures de fluide dans l'échangeur air-eau

Les températures dans l'échangeur pré-VMC sont calculées via l'équation de l'efficacité ε_a de l'échangeur et la conservation du flux entre le côté chaud et le côté froid de l'échangeur.

L'efficacité est supposée constante. Cette hypothèse peut se justifier par le fait que l'échangeur est en convection forcée à débit constant et que la gamme de température est assez restreinte. De plus, l'étude expérimentale 3.5.1 Energie et puissance produites a montré que cette efficacité est plutôt constante.

$$T_{hx,i} = T_{hx,o} + \varepsilon_a \frac{q_{m,a} C p_a}{q_{m,gw} C p_{gw}} (T_{ext} - T_{hx,o})$$
 (3.57)

$$T_{soufflee} = T_{ext} - \frac{q_{m,gw}Cp_{gw}}{q_{m,a}Cp_{a}}(T_{hx,i} - T_{hx,o})$$
 (3.58)

Perte par convection 3.2.4

Les coefficients de convection $h_{cv}=\frac{\lambda Nu}{L_c}$ entre les parois et les fluides (air et eau) dans la cuve sont issus des corrélations classiques des nombres de Nusselt Nu provenant ici de [Incropera et al., 2007]. On distingue évidemment l'air de l'eau, et dans les deux cas, il s'agit de convection naturelle. Les propriétés des fluides sont prises à la température de film, c'est-à-dire à la moyenne entre la température d'eau et la température de paroi.

Les expressions des nombres de Rayleigh, Prandtl et Grashof sont disponibles dans la Nomenclature, au début de ce manuscrit.

Convection naturelle au niveau d'une paroi verticale

Ce cas concerne les parois verticales du mur de la cuve, en contact avec l'eau pour une partie et l'air pour l'autre. Deux coefficients sont donc calculés.

$$Nu_v = 0.155Ra^{0.33}$$
 si $Ra > 10^9$ (3.59)

$$Nu_v = 0.155Ra^{0.33}$$
 si $Ra > 10^9$ (3.59)
 $Nu_v = \frac{2Pr}{5(1+2\sqrt{Pr}+2Pr)}^{0.25}Ra^{0.25}$ sinon (3.60)

La dimension caractéristique L_c est la hauteur de la paroi.

• Convection naturelle au niveau d'une paroi horizontale

Ce cas correspond notamment au fond de la cuve ou le haut de la cuve.

Dans le cas d'une plaque horizontale, il est nécessaire de distinguer les cas où la convection et le sens naturel des forces d'Archimède sont en accord (fluide au-dessus d'une plaque chaude ou fluide au-dessous d'une plaque froide) et lorsque ces dernières sont opposées (fluide au-dessus d'une plaque froide ou fluide en dessous d'une plaque chaude). La Figure 3.15 illustre ces phénomènes.

Pour le cas de Rainergy, en hiver, l'eau au fond de la cuve sera plus froide que le sol situé en dessous, la convection sera donc facilitée (cas a, au dessus). En été, à contrario, la température d'eau sera plus élevée et la convection et les forces d'Archimède seront donc opposées (cas b, au dessus).

$$T_{eau} < T_{paroi}$$
 ou $T_{air} > T_{paroi}$
$$\begin{cases} Nu_h = 0.54Ra^{0.25} & \text{si}Ra < 10^7 \\ Nu_h = 0.15Ra^{0.33} & \text{sinon} \end{cases}$$
(3.61)

sinon
$$Nu_h = 0.27Ra^{0.25}$$
 (3.62)

La dimension caractéristique est le périmètre mouillé de la paroi $L_c = \frac{Aire}{P\acute{e}rim\grave{e}tre}$.

Convection naturelle au niveau d'un plan incliné

Dans le cas des plans inclinés, et pour les cas spécifiques de fluide au-dessus d'une plaque chaude et de fluide au-dessous d'une plaque froide (marqués d'une coche verte sur la Figure 3.15), [Incropera et al., 2007] conseillent d'utiliser les corrélations en vigueur pour les plans verticaux dans le cas où l'angle d'inclinaison θ est compris entre 0°et 60°. Il faut cependant appliquer une correction au nombre de Grashof où g est remplacé par $g\cos\theta$.

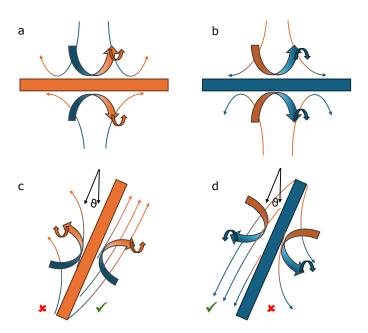


Figure 3.15 – Convection naturelle sur une plaque chaude horizontale (a), une plaque froide horizontale (b), un plan incliné chaud (c), un plan incliné froid (d).

Échanges radiatifs 3.2.5

Les échanges radiatifs ont été modélisés de façon simplifiée par la méthode de l'enceinte fictive [Triboix et Bouvenot, 2022]. Trois parois sont considérées rayonnant entre elles : la paroi du cône, la paroi latérale en contact avec l'air et la surface de l'eau. Cette hypothèse forte, implique que les parois sont à température uniforme.

L'idée est que chaque surface i n'échange par rayonnement $\Phi_{r,i}$ que vers une "enceinte fictive" E,i composée des autres parois. Les propriétés, notamment l'émissivité $\epsilon_{E,i}$, de cette enceinte fictive sont calculées par moyenne pondérée des surfaces des parois la composant. La température d'enceinte d'une paroi $T_{E,i}$ est définie également par la moyenne pondérée des autres surfaces et de leur émissivité.

$$\Phi_{r,i} = h_{r,i} S_i (T_{E,i} - T_i) \tag{3.63}$$

$$h_{r,i} = 4\sigma F_{E,i} \left(\frac{T_{E,i} + T_i}{2}\right)^3$$
 (3.64)

$$\Phi_{r,i} = h_{r,i} S_i (T_{E,i} - T_i)$$

$$h_{r,i} = 4\sigma F_{E,i} \left(\frac{T_{E,i} + T_i}{2}\right)^3$$

$$F_{E,i} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_i} + \left(\frac{1}{\epsilon_{E,i}} - 1\right) \frac{S_i}{S_{E,i}}}$$
(3.63)
(3.64)

Cette méthode simplifiée ne bouclant pas le bilan radiatif sur l'ensemble du système, il est nécessaire de retirer à chaque surface un flux radiatif surfacique correctif $\varphi_{corr} = \frac{\sum \Phi_r}{S_{tot}}$ de manière à constamment conserver le bouclage radiatif au sein de l'enceinte radiante (cône d'air en haut de la cuve).

Pour le cas de surface concave fermée, c'est-à-dire se "voyant" totalement elle-même, un facteur supplémentaire f_{corr} est ajouté pour tenir compte de la concavité.

$$f_{corr} = \left(\frac{S_{tot}}{S_i} - 1\right) \frac{S_i}{S_{tot}} \tag{3.66}$$

3.2.6 Calcul de l'efficacité de l'échangeur eau-eau

L'efficacité ε_{hx_w} et le coefficient d'échange thermique US_{hx_w} de l'échangeur eau-eau sont calculés grâce aux expressions des coefficients d'échanges convectifs intérieur et extérieur pour un serpentin, trouvées dans [Incropera et al., 2007] et [Klein et al., 2021].

La partie intérieure est soumise à de la convection forcée. La limite pour le régime turbulent est fixée par un nombre de Reynolds critique qui dépend de la géométrie de l'échangeur, notamment son diamètre intérieur D_{hx} ou de son pas δ_{hx} . Dans le cas où le nombre de Reynolds Re_{hx} calculé est inférieur à cette valeur, le régime est laminaire et le nombre de Nusselt dépend du nombre de Dean $De = Re_{hx} \sqrt{\frac{d_{int}}{D_{hx}}}$ et du nombre

$$He = \frac{De}{\sqrt{1 + (\frac{\delta_{hx}}{D_{hx}})^2}}.$$

$$Re_{crit} = 2300 \left(1 + 12\sqrt{\frac{d_{int}}{D_{bar}}}\right)$$
 (3.67)

$$Nu_{in_{laminaire}} = \left\{ \left(\frac{48}{11} + \frac{\frac{51}{11}}{1 + \left(\frac{\frac{1345}{Pr_{hx}}}{He^2} \right)^2} \right)^3 + 1,816 \left(\frac{He}{1 + \frac{1,15}{Pr_{hx}}} \right)^{1,5} \right\}^{\frac{1}{3}}$$
 (3.68)

$$Nu_{in_{turbulent}} = 0.023 Re_{hx}^{0.85} Pr_{hx}^{0.4} \left(\frac{d_{int}}{D_{hx}}\right)^{0.1}$$
 (3.69)

Le coefficient d'échange convectif $h_{cv_{hx,int}}$ est ensuite déduit du nombre de Nusselt correspondant. Les propriétés du fluide sont prises pour l'eau glycolée à 30% à la température moyenne entre l'entrée et la sortie de l'échange.

L'extérieur du serpentin n'est soumis qu'à la convection naturelle de l'eau. Le coefficient de convection $h_{cv_{hx,ext}}$ est calculé grâce à la corrélation de [Xin et Ebadian, 1996] pour les serpentins horizontaux ou verticaux.

$$Ra_{hx} < 10^5 \begin{cases} Nu_{out_{hx}} = 0,290Ra_{hx}^{0.293} & \text{serpentin vertical} \\ Nu_{out_{hx}} = 0,318Ra_{hx}^{0.293} & \text{serpentin horizontal} \end{cases}$$
 (3.70)

Le coefficient d'échange US_{hx_w} est déduit de la mise en série des trois résistances. L'efficacité est déduite de US_{hx_w} .

$$US_{hx_w} = \frac{\pi L}{\frac{1}{h_{cv_{hx,ext}}d_{ext}} + \frac{\ln\frac{d_{ext}}{d_{int}}}{2\lambda_{tube}} + \frac{1}{h_{cv_{hx,int}}d_{int}}}$$

$$\varepsilon_{hx_w} = 1 - \exp\left\{-\frac{US_{hx_w}}{q_{m,gw}c_p}\right\}$$
(3.71)

$$\varepsilon_{hx_w} = 1 - \exp\left\{-\frac{US_{hx_w}}{q_{m,gw}c_p}\right\} \tag{3.72}$$

Dans le cas où l'échangeur ne fonctionne pas, le nombre de Nusselt intérieur est fixé à 1, ce qui revient à considérer un transfert conductif.

Le coefficient US_{hx_w} est un coefficient d'échange global. Les coefficients US dans les expressions de Fourier sont les coefficients par maille : il faut donc diviser le coefficient global par le nombre de nœuds d'échangeur.

3.2.7 Méthode de conservation de la stratification

La stratification naturelle de l'eau due à la différence de masses volumiques impose, qu'en régime permanent, les températures les plus élevées soient au sommet du stockage et les plus basses en bas. Ainsi, lorsqu'une maille a une température supérieure à celle au-dessus d'elle, on dit que les mailles sont instables.

Dans ce cas-là, et similairement à ce qui est fait dans la littérature, et plus particulièrement dans le type 156 de TRNSYS [Klein et al., 2021], les mailles sont mixées en faisant la moyenne pondérées par la masse et la capacité thermique des températures. Le mélange se fait vers le haut, jusqu'à ce que les températures des mailles mixées soient inférieures à la maille supérieure. Le principe est d'imposer un gradient positif et de faire "remonter" artificiellement un volume d'eau chaude à la strate correspondant à sa température. Cette approche est courante dans les modèles de stratification 1D (voir 2.1.2 Modèle stratifié multicouche 1D).

L'algorithme fonctionne comme suit :

- Dans une boucle "tant que", on vérifie que chaque température de strate est bien inférieure à sa voisine supérieure.
- Dans le cas où la température de la strate j serait inférieure à celle de la strate j+1(en augmentant j, on descend vers le fond de la cuve), on calcule la somme de l'énergie E_{mix} et de la capacité thermique $Capa_{mix}$ (J.K⁻¹) des strates supérieures jusqu'à ce que la température résultante de ces strates soit bien supérieure à la prochaine température

$$E_{mix} = E_{mix} + T_{eau}[j] * m_{eau} * Cp_{eau}$$

$$E_{mix} = Capa_{mix} + m_{eau} * Cp_{eau}$$

— La température résultante T_{mix} est ensuite affectée à toutes les strates sommées précédemment :

$$T_{mix} = \frac{E_{mix}}{Capa_{mix}}$$

 $T_{mix} = \frac{E_{mix}}{Capa_{mix}}$ — Puis la boucle de vérification de l'ordre des températures est reprise.

Pour avoir le plaisir de lire quand même un peu de Python, l'algorithme décrit est présenté ci-dessous :

```
def mixing(Teau, n_eau, m_w, m_w_i, Cp_w):
      T_mixed = Teau.copy() #Copie du vecteur des T d'eau a modifier
      Continue = True
5
      Melange = np.empty(n_eau)
      Melange[:] = False #Vecteur listant si une strate doit etre
      while Continue :
8
          Melange[:] = False #RaZ du vecteur pour reverifier (
     ceinture-bretelle)
          for i in range(0,n_eau-1): #Parcours de T_mixed en
               if T_mixed[i]<T_mixed[i+1] : #Verifiant la bonne</pre>
11
     stratification
                   T_mix = 0
12
                   Capa_mix =0
13
                   for j in range(i,n_eau): #Si NOK, parcours vers
14
     strates sup
                       if j == 0 : #si strate interface
15
                            E_mix = E_mix + T_mixed[j]*m_w_i*Cp_w
16
                            Capa_mix = Capa_mix + m_w_i*Cp_w
17
                       else:
18
                            E_mix = E_mix + T_mixed[j]*m_w*Cp_w
19
                            Capa_mix = Capa_mix + m_w*Cp_w
20
21
                       if (j==n_eau-1)or(E_mix/Capa_mix > T_mixed[j
     +1]) : #Si au bout ou nouvelle T OK
                            break
23
24
                   T_mix = E_mix / Capa_mix
25
                   for k in range(i,j+1): #Affecte nouvelle T
26
                       T_{mixed[k]} = T_{mix}
28
                   Melange[i] = True
          Continue = Melange.any()
31
32
      return T_mixed
```

Listing 3.1 – Algorithme de mélange

3.2.8 Calcul des températures de parois

Le calcul des flux convectif et radiatif entre les parois et l'eau nécessite le calcul des températures de surface des parois.

Par conservation du flux entre la température d'eau et la température de la première maille du sol, la température de paroi et la température de la première maille du sol, il est possible d'écrire :

$$\frac{T_{paroi,i} - T_{sol,i}}{R_{cd}} = \frac{T_{eau,i} - T_{sol,i}}{R_{cd} + R_{cv}}$$

$$T_{paroi,i} = T_{sol,i} + \frac{R_{cd}}{R_{cv} + R_{cd}} (T_{eau,i} - T_{sol,i})$$
(3.73)

$$T_{paroi,i} = T_{sol,i} + \frac{R_{cd}}{R_{cv} + R_{cd}} (T_{eau,i} - T_{sol,i})$$
 (3.74)

Pour les températures des parois en contact avec l'air, une résolution de système qui couple les équations de la méthode de l'enceinte fictive avec le bilan des flux sur les parois est nécessaire. Les inconnus sont donc, les 3 températures d'enceintes fictives $(T_{E,c\^ote}$, $T_{E,c\^one}$, $T_{E,eau}$), les 2 températures de parois $(T_{p,c\^ote}$ et $T_{p,c\^one}$) et le flux correctif de fermeture de la méthode de l'enceinte fictive. φ_{corr} .

$$\begin{cases}
0 = T_{E,côte} - \frac{\varepsilon_{cône}T_{p,cône}S_{cône} + \varepsilon_{eau}T_{eau}S_{eau}}{\varepsilon_{cône}S_{cône} + \varepsilon_{eau}T_{eau}S_{eau}} \\
0 = T_{E,cône} - \frac{\varepsilon_{côte}T_{p,côte}S_{côte} + \varepsilon_{eau}T_{eau}S_{eau}}{\varepsilon_{côte}S_{côte} + \varepsilon_{eau}S_{eau}} \\
0 = T_{E,eau} - \frac{\varepsilon_{cône}T_{p,cône}S_{cône} + \varepsilon_{côte}T_{p,côte}S_{côte}}{\varepsilon_{cône}S_{cône} + \varepsilon_{côte}S_{côte}} \\
0 = h_{r,côte}f_{corri,côte}S_{côte}(T_{E,côte} - T_{p,côte}) - \varphi_{corr}S_{côte} + \frac{T_{air} - T_{p,côte}}{R_{cv}} + \frac{\bar{T}_{sol,côte} - T_{p,côte}}{R_{cd}} \\
0 = h_{r,cône}f_{corri,cône}S_{cône}(T_{E,cône} - T_{p,cône}) - \varphi_{corr}S_{cône} + \frac{T_{air} - T_{p,côte}}{R_{cv}} + \frac{\bar{T}_{sol,côte} - T_{p,cône}}{R_{cd}} \\
0 = \varphi_{corr} - \frac{\sum \phi_r}{S_{tot}}
\end{cases}$$
(3.75)

3.3 Modèles de sol

Le modèle de sol résout l'équation de la chaleur sur un domaine discrétisé en volume fini. Pour des raisons de symétrie, l'équation est écrite sur un domaine en coordonnées cylindriques sur deux dimensions, la profondeur z et le rayon r. Le gradient étant vertical et faible, loin de la perturbation de la cuve, un maillage adaptatif a été construit. Il est dense à proximité de la cuve et peu dense aux extrémités du domaine, ce qui permet d'économiser du temps de calcul (Figure 3.18).

$$\rho_{gr}C_{p_{gr}}\frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_{gr}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial^2 T}{\partial r^2}\right)$$
(3.76)

La masse volumique et la capacité thermique du sol ont été considérées constantes sur tout le domaine. Cependant, la conductivité thermique peut varier en fonction de la profondeur et du temps selon le modèle de [Nikoosokhan et al., 2016] présenté précédemment et illustré sur la Figure 3.16.

L'épaisseur des parois en béton est simulée dans le modèle de sol, en attribuant aux cellules concernées les caractéristiques du béton.

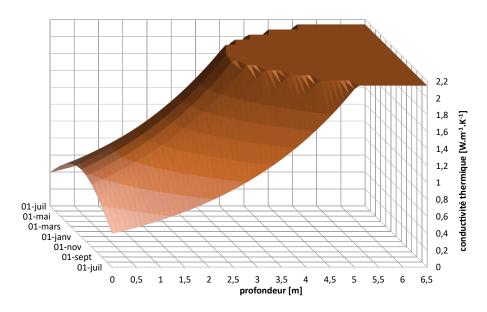


Figure 3.16 – Variation de la conductivité thermique du sol en fonction du temps et de la profondeur.

Pour un nœud central au domaine du volume $V_{i,j}=2\pi r_j dr_j dz_i$, en Figure 3.17, on peut exprimer le bilan des flux thermiques, avec N,S,E,O représentant les directions des flux, les exposants "+" indiquant des quantités prises au pas de temps courant (une absence d'exposant, au pas de temps précédent) et $0 \le \theta \le 1$ permettant de définir le schéma entre explicite et implicite.

$$\rho_{gr}V_{i,j}C_{pgr}\frac{T_{i,j}^{+}-T_{i,j}}{\Delta t} = \theta(\Phi_{N}+\Phi_{S}+\Phi_{E}+\Phi_{O}) + (1-\theta)(\Phi_{N}^{+}+\Phi_{S}^{+}+\Phi_{E}^{+}+\Phi_{O}^{+}) \qquad (3.77)$$

$$\Phi_{N} = \frac{T_{i+1,j}-T_{i,j}}{R_{N}} \qquad (3.78)$$

$$R_{N} = \frac{dz_{i+1}}{2\lambda_{i+1}S} + \frac{dz_{i}}{2\lambda_{i}S} \qquad (3.79)$$

$$R_N = \frac{dz_{i+1}}{2\lambda_{i+1}S} + \frac{dz_i}{2\lambda_i S} \tag{3.79}$$

 Φ_N est le flux thermique vers le Nord au pas de temps précédent, R_N la résistance thermique vers le Nord, qui est composée de deux résistances distinctes, une pour chaque volume fini.

Les autres flux et résistances s'écrivent de manière analogue, on négligera donc leur écriture. La surface d'échange $S_i = 2\pi r_i dr_i$ se simplifie avec le volume du terme d'accumulation, permettant d'écrire :

$$T_{i,j}^+ = T_{i,j} + Fo_N \Big(\theta(T_{i+1,j} - T_{i,j}) + (1 - \theta)(T_{i+1,j}^+ - T_{i,j}^+) \Big) + \dots$$
 (3.80)

$$Fo_N = \frac{dt}{\rho_{gr} C_{p_{gr}} dz_i \left(\frac{dz_{i+1}}{2\lambda_{i+1}} + \frac{dz_i}{2\lambda_i}\right)}$$
(3.81)

$$T_{i,j}^{+} = T_{i,j} + Fo_{N} \left(\theta(T_{i+1,j} - T_{i,j}) + (1 - \theta)(T_{i+1,j}^{+} - T_{i,j}^{+}) \right) + \dots$$

$$Fo_{N} = \frac{dt}{\rho_{gr} C_{p_{gr}} dz_{i} \left(\frac{dz_{i+1}}{2\lambda_{i+1}} + \frac{dz_{i}}{2\lambda_{i}} \right)}$$

$$Fo_{S} = \frac{dt}{\rho_{gr} C_{p_{gr}} dz_{i} \left(\frac{dz_{i-1}}{2\lambda_{i-1}} + \frac{dz_{i}}{2\lambda_{i}} \right)}$$
(3.82)

$$Fo_E = \frac{dt(r_j + \frac{dr_j}{2})}{\rho_{gr}C_{pgr}dr_jr_j\left(\frac{dr_{j+1}}{2\lambda_{i+1}} + \frac{dr_j}{2\lambda_i}\right)}$$
(3.83)

$$Fo_O = \frac{dt(r_j - \frac{dr_j}{2})}{\rho_{gr}C_{p_{gr}}dr_jr_j\left(\frac{dr_{j-1}}{2\lambda_{i-1}} + \frac{dr_j}{2\lambda_i}\right)}$$
(3.84)

Les Fo_X sont alors les nombres adimensionnels de Fourier et multiplient une température dans les bilans thermiques réalisés.

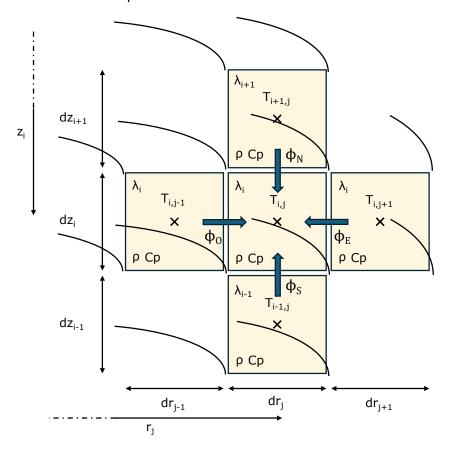


Figure 3.17 – Nœud pour une maille de sol.

3.3.1 Conditions limites

Les conditions limites sur les côtés du domaine ont été fixées adiabatiques : du fait de la symétrie axiale à gauche (Figure 3.18) et en considérant que l'influence de la cuve est nulle à droite (le flux thermique est donc perpendiculaire à la surface).

La température basse est imposée à une température de sol non-perturbée.

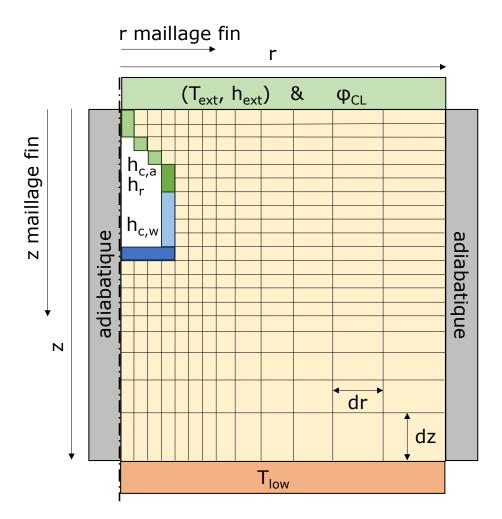


Figure 3.18 – Maillage construit pour le sol.

Il est possible de définir une conductivité thermique équivalente λ_{eq} qui correspondrait à la conductivité d'une maille supplémentaire en limite du domaine. Une résistance R_{eq} est donc définie et intégrée au coefficient Fo_{eq} . Les termes des conditions équivalentes utilisées sont données dans le Table 3.5.

$$R_{eq} = \frac{dz_i}{2\lambda_{eq}S} + \frac{dz_i}{2\lambda_i S} \tag{3.85}$$

$$R_{eq} = \frac{dz_i}{2\lambda_{eq}S} + \frac{dz_i}{2\lambda_i S}$$

$$Fo_{eq} = \frac{dt}{\rho_{gr}C_{p_{gr}}dz_i R_{eq}}$$
(3.85)

(3.87)

Condition limite	λ_{eq}	R_{eq}	Fo_{eq}
Adiabatique (latérale)	0	$+\infty$	0
Température imposée (basse)	$+\infty$	0	$\frac{dt}{\rho_{gr}C_{pgr}dz_i\frac{dz_i}{2\lambda_iS}}$
	$rac{h_c dz_i}{2}$	$\frac{1}{h_c}$	$\frac{dt}{\rho_{gr}C_{pgr}dz_{i}\bigg(\frac{1}{h_{c}S}+\frac{dz_{i}}{2\lambda_{i}S}\bigg)}$

Table 3.5 – Valeur de λ_{eq} pour différentes conditions limites (inspiré de [Walther, 2023]).

Le domaine du sol s'arrête au niveau des parois intérieures de la cuve. Ainsi, les parois sont bien intégrées dans le maillage. De cette façon, il est possible de définir des conditions limites de coefficients d'échanges surfaciques imposés en fonction du fluide en contact avec la maille du domaine.

Les conditions limites pour la partie supérieure du sol sont détaillées ci-après.

Rayonnement solaire Les conditions limites à la surface du sol revêtent une importance particulière, surtout dans le cas des systèmes géothermiques de surface. En effet, la profondeur de propagation de l'onde thermique dans le sol δ dépend de la diffusivité thermique et de la période considérée. Cette profondeur est définie comme étant la profondeur à laquelle la température est réduite d'un facteur e [Salazar et al., 2019]

$$\delta = \sqrt{2\alpha t} \tag{3.88}$$

Cette expression est issue des solutions analytiques de la diffusion de chaleur dans un milieu continu pour 3 conditions limites différentes (température constante : δ $\sqrt{1,62\alpha t}$, excitation par un Dirac : $\delta = \sqrt{4\alpha t}$ et flux de chaleur constant : $\delta =$ $\sqrt{0.93\alpha t}$). Le coefficient 2 est pris comme une représentation moyenne de ces trois conditions limites.

Pour une période d'un an et pour une diffusivité $\alpha=10^{-7}~\text{m}^2.\text{s}^{-1}$, la profondeur est de 2,5 m, soit l'ordre de grandeur de la profondeur d'un système géothermique de surface.

Dans notre cas, Rainergy étant à une profondeur moyenne de 2 m environ, l'onde thermique solaire se propagera bien jusqu'au niveau du stockage, rendant leur prise en compte nécessaire (par opposition aux sondes géothermiques verticales qui sont prémunies de ce phénomène du fait de leur grande profondeur).

La quantification du flux solaire peut se faire à travers plusieurs grandeurs et notamment par le rayonnement solaire global horizontal (GHI en $watt/m^2$, pour Global Horizontal Irradiance), c'est-à-dire l'énergie solaire totale reçue par une surface horizontale. Pour rappel, il s'agit bien de cette grandeur qui est mesurée par le pyranomètre de la station météo dans le cadre de notre étude expérimentale. Il est composé de deux parties : la composante directe (aussi appelée Beam Irradiance (BI) en anglais) et la composante diffuse (DHI pour Diffuse Horizontal Irradiance).

La composante directe représente l'énergie qui atteint la surface directement sans être déviée par l'atmosphère. Si la surface éclairée par le rayonnement solaire est normale à celui-ci, on parle de composante directe normale (DNI pour Direct Normal Irradiance). Le rayonnement direct est obtenu par projection du DNI sur le vecteur normal de la surface (voir Éq. 3.90). L'angle d'incidence du rayonnement par rapport à la surface éclairée est aussi appelé angle zénithal h_z .

La composante indirecte comprend l'énergie solaire qui est diffusée et dispersée par l'atmosphère avant d'atteindre la surface. Cette dispersion est due à l'interaction des rayons solaires avec les molécules d'air, de poussière et de particules en suspension. L'énergie solaire est ainsi diffusée dans toutes les directions. En général, la composante indirecte est moins intense que la composante directe [Sørensen, 2017].

$$GHI = BI + DHI (3.89)$$

$$BI = cos(h_z) \times DNI \tag{3.90}$$

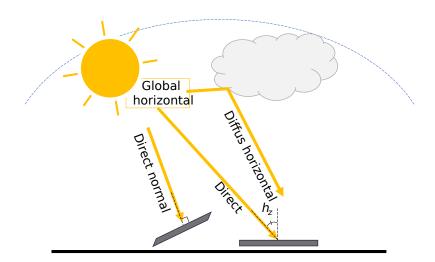


Figure 3.19 – Composantes directes et diffuses du rayonnement solaire.

Lorsqu'un ombrage est porté sur une surface, le rayonnement reçu est réduit à sa composante diffuse. Dans le cas où seul le rayonnement global horizontal est connu,

il faut être en mesure de reconstruire les deux composantes du rayonnement à partir de la valeur mesurée. La littérature mentionne plusieurs modèles qui permettent de décomposer le GHI pour retrouver les parts directes et indirectes. Dans un premier temps, [Erbs et al., 1982] construisent empiriquement une relation polynomiale dépendante de l'angle zénithal permettant de trouver la fraction diffuse du rayonnement global. En 1987, [Maxwell, 1987] crée le modèle DISC en prenant en compte la pression atmosphérique pour calculer le coefficient de masse d'air permettant, également à partir de l'angle zénithal, d'obtenir le rayonnement direct normal. Enfin, [Ineichen et al., 1992, Perez et al., 2002] améliorent le modèle DISC en ajoutant successivement des facteurs correctifs dépendants de la température de rosée dans un premier temps (modèle DIRINT), puis des données en ciel clair dans un second temps (modèle DIRINDEX). Ces données n'étant pas mesurées au niveau de la station météo, nous avons choisi le modèle DIRINT, dont les performances sont équivalentes, plutôt que d'utiliser des données génériques de ciel clair. Ainsi, on détermine le rayonnement direct normal comme :

$$I_{dirint} = I_{disc} X_{dirint}(K'_t, h_z, W, \Delta K'_t)$$
(3.91)

$$I_{disc} = I_0(K_{nc}(am) - \Delta K_n(K_t, am))$$
 (3.92)

Avec

 I_{dirint} , le rayonnement direct normal du modèle DIRINT.

 X_{dirint} , un coefficient de correction établi par Perez et Ineichen qui dépend de l'index de clarté indépendant de l'angle zénithal K_t' , de l'angle zénithal h_z , de la quantité d'eau atmosphérique précipitable W_a et d'un coefficient de stabilité de l'index de clarté corrigé $\Delta K_t'$ qui prend en compte les variations de K_t' sur la série temporelle.

 I_{disc} , le rayonnement direct normal du modèle DISC.

 $I_0=\frac{GHI}{F}$, le rayonnement extra-terrestre en W/m^2 déterminé à partir de la constante solaire $F=1366.1~W/m^2$ (la puissance solaire que recevrait $1~\text{m}^2$ de surface terrestre en l'absence d'atmosphère) et du GHI.

 K_{nc} , la transmittance atmosphérique directe normale en condition de ciel dégagé qui dépend de la masse d'air atmosphérique am.

 ΔK_n le coefficient de stabilité de la transmittance directe normale qui dépend de la masse d'air atmosphérique am et de l'index de clarté K_t .

L'implémentation Python du modèle DIRINT de Perez est disponible via la bibliothèque pvlib de [Holmgren et al., 2018], qu'ils soient ici remerciés pour le partage de leur développement.

Une condition limite de flux solaire qui tient compte de la part réfléchie, via l'albédo, mais également, de façon sommaire, des masques portés sur le sol par les bâtiments est donc définie.

Pour cela, un pourcentage d'ombrage moyen annuel de la surface simulée $\%ombre = \frac{S_{ombragée}}{S_{simulée}}$ a été défini manuellement grâce à l'outil Sketchup sur lequel une maquette 3D

complète du bâtiment, ainsi que de ses environs, a été construite (Figure 3.20). Cette méthode devrait nécessiter un affinage mais sans modélisation de l'espace environnant, il s'agit d'une première approche acceptable. Nous préciserons ici que tout autre influence des bâtiments sur le domaine simulé a été négligée.

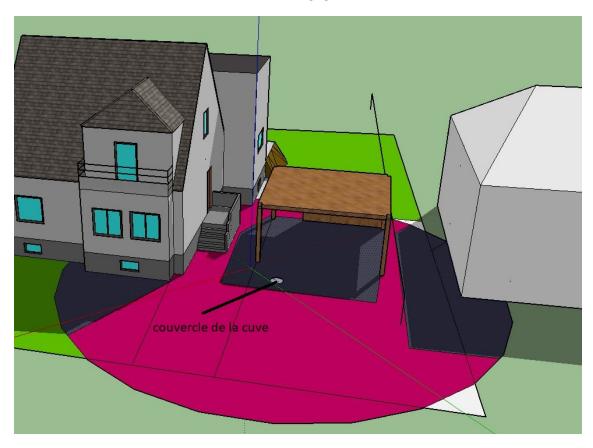


Figure 3.20 – Ombrage calculé pour le mois d'octobre à 14h : en "rose-framboise" le domaine simulé et en noir les ombres portées.

On peut alors définir le coefficient de condition limite CL_{ray} :

$$\varphi_{ray} = (1 - \alpha)(GHI(1 - \%ombre) + DHI\%ombre)$$
 (3.93)

$$CL_{ray} = \varphi_{ray} \frac{dt}{\rho_{qr} C p_{qr} dz} \tag{3.94}$$

Le coefficient CL_{ray} est issu du bilan thermique sur les mailles supérieures. Il est utilisé pour formuler les équations en vue de leur résolution, abordée plus loin, section 4 Résolution numérique.

$$\rho_{gr}V_{i,j}C_{p_{gr}}\frac{T_{i,j}^{+}-T_{i,j}}{\Delta t} = \theta(\sum \Phi_{X}) + (1-\theta)(\sum \Phi_{X}^{+}) + \Phi_{ray}$$
 (3.95)

$$\rho_{gr}V_{i,j}C_{p_{gr}}\frac{T_{i,j}^{+}-T_{i,j}}{\Delta t} = \theta(\sum \Phi_{X}) + (1-\theta)(\sum \Phi_{X}^{+}) + \Phi_{ray}$$

$$T_{i,j}^{+}-T_{i,j} = \frac{dt}{\rho_{gr}V_{i,j}C_{p_{gr}}} \left(\theta(\sum \Phi_{X}) + (1-\theta)(\sum \Phi_{X}^{+}) + \varphi_{ray}S\right)$$
(3.95)

Convection à la surface du sol La convection à la surface du sol a été modélisée via un coefficient convectif $h_{cv,ext}$ constant. Il aurait été possible de raffiner cette approximation en prenant un coefficient d'échange fonction de la vitesse de vent [Azam et al., 2018 (ce qui est fait en général). Cependant, il est peut-être légitime de s'interroger sur la vitesse de vent effective au niveau du domaine simulé, qui est relativement enclavée, comparée à la vitesse de vent de la station météo qui est prise dans le jardin, dans un environnement plus ouvert.

$$h_{cv,ext} = a + b \cdot v_{air} \tag{3.97}$$

Modèle	a	b
[McAdams et al., 1926]	5.7	3.8
[Handbook, 2009]	5.62	3.9
Cristofari et al., 2006	5.67	3.86

Table 3.6 - Coefficients a et b pour une surface plane à faible vitesse de vent, tiré de Azam et al., 2018.

Le flux convectif s'exprime donc :

$$\varphi_{conv} = h_{cv,ext}(T_{air,ext} - T_{gr_{surf}}) \tag{3.98}$$

La formulation numérique avec la conductivité thermique équivalente et le coefficient de Fourier sont donnés ci-après. Le coefficient de Fourier devra donc multiplier la température extérieure.

$$\lambda_{eq_{cv,ext}} = \frac{h_{cv,ext}dz}{2} \tag{3.99}$$

$$\lambda_{eq_{cv,ext}} = \frac{h_{cv,ext}dz}{2}$$

$$Fo_{cv,ext} = \frac{dt}{\rho_{gr}Cp_{gr}dz\left(\frac{dz}{2\lambda_{gr}} + \frac{dz}{2\lambda_{eq_{cv,ext}}}\right)}$$
(3.99)

Rayonnement grande longueur d'onde à la surface du sol Le rayonnement infrarouge grande longueur d'onde représente l'échange entre la surface du sol et la voûte céleste. Il a été modélisé de la façon la plus simple possible en linéarisant le flux et en considérant que la température de la voûte céleste est équivalente à la température d'air extérieur ambiant. Le flux thermique radiatif grande longueur d'onde peut alors être regroupé avec le flux convectif.

Ce type de modélisation est notamment utilisé dans Pleiades COMFIE.

$$\varphi_{ray,GL} = \epsilon_{gr} \sigma (T_{ciel}^4 - T_{gr_{surf}}^4)$$
 (3.101)

$$\varphi_{ray,GL} = 4\epsilon_{gr}\sigma \left(\frac{T_{ciel} + T_{gr_{surf}}}{2}\right)^3 (T_{air,ext} - T_{gr_{surf}})$$
(3.102)

3.3.2 Prise en compte de la géométrie conique

La modélisation du cône dans le maillage du sol est réalisée via une approximation de type "escalier". Le but est d'avoir un modèle adaptatif qui puisse simuler toutes formes de géométries coniques (d'une paroi quasiment horizontale jusqu'à une surface presque verticale).

Pour cela, deux vecteurs contenant l'évolution des indices du rayon le long du cône sont définis (rcone_var et rcone_var_beton). Ils marquent le début et la fin du cône.

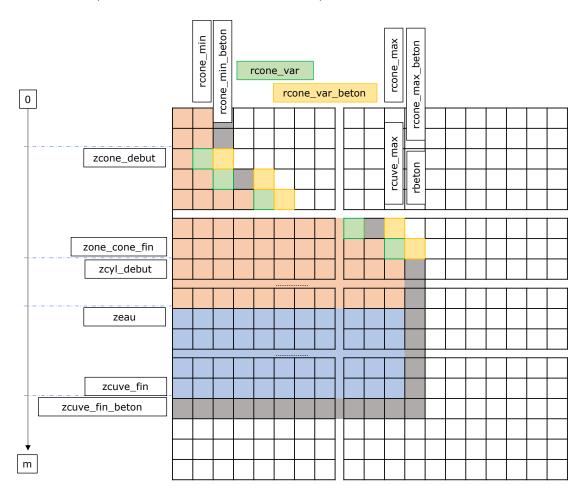


Figure 3.21 – Schéma de la prise en compte du cône.

Ces vecteurs sont remplis en définissant la variation réelle du rayon du cône en fonction de la profondeur sous la forme d'une fonction linéaire $r=A\ z+B$ (au plus haut du cône, le rayon est celui du couvercle et au plus bas, celui de la cuve). Les indices rcone_var sont pris à l'entier le plus proche de la valeur réelle. Le second vecteur est défini de la même façon avec le rayon extérieur réel (qui est le rayon réel augmenté de l'épaisseur de la cuve).

Pour conserver la structure du code, une hauteur minimale de cône doit être de

2dz, avec dz le pas géométrique vertical. Un différentiel de 2dr (dr le pas géométrique horizontal) doit également être respecté entre le rayon du couvercle et de la cuve. Malgré ces quelques restrictions, le panel des géométries testables reste très acceptable.

La surface dans la modélisation du sol est supérieure à la surface réelle du cône. Pour des raisons de conservation du flux, un coefficient de réduction, égal au rapport des surfaces, est appliqué pour les flux calculés entre des cellules de sol au niveau du cône et les températures intérieures de la cuve.

4 Résolution numérique

Les modèles étant sélectionnés, le choix de la méthode de résolution numérique des équations différentielles discrètes se pose, ainsi que le couplage des différents éléments du modèle.

4.1 Équations à résoudre

Afin de résumer les différentes équations et inconnues traitées, la Figure 3.22 illustre les différentes mailles à traiter. Les systèmes d'équations sont résolus via deux matrices. Une première matrice qui rassemble les nœuds-bilan de la cuve (1a - cône, strates d'air, strates équivalentes et strates d'eau), les nœuds de l'échangeur immergé (1b), ainsi que les équations liées à l'échangeur air-eau (1c) et une seconde (2) qui permet la résolution des mailles dans le sol.

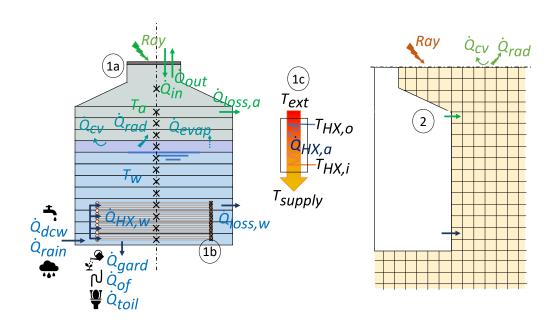


Figure 3.22 – Aperçu des différents nœuds du modèle numérique.

4.1.1 Résolution du système d'équations cuve-échangeur

Le modèle de cuve est écrit sous forme matricielle en reprenant les notations de [Walther, 2021] :

$$0 = T^{+} - T - \theta(K.T - CL) - (1 - \theta)(K^{+}.T^{+} - CL^{+})$$
(3.103)

Le système est résolu via la fonction fsolve de la bibliothèque Python scipy.optimze dont le but est de trouver les racines d'une fonction (système de la forme f(x) = 0).

Cette fonction utilise l'algorithme hybrd de la bibliothèque Fortran MINPACK.

Le vecteur 1D T^+ est l'inconnue du système. Il contient les températures cherchées au pas de temps actuel. Il est de la forme et de taille $n_{tot}=1+n_{cuve}+n_{HX}+2$ où n_{cuve} est le nombre de strates horizontales de la cuve et n_{HX} le nombre de nœuds de l'échangeur :

$$T^{+} = (T_{cone}^{+}, T_{air_{i}}^{+}, ..., T_{eq}^{+}, T_{eau_{i}}^{+}, ..., T_{HX_{i}}^{+}, ..., T_{HX_{in}}^{+}, T_{souffle}^{+})$$
(3.104)

Le vecteur $1D\ T$ contient les températures au pas de temps précédent.

Les vecteurs 1D CL et CL^+ sont les vecteurs des conditions limites. Les conditions limites sont le produit des températures aux bornes de la maille, multipliées par le coefficient de Fourier Fo adapté (comme présenté précédemment). Ainsi, $CL = Fo.T_{CL}$ où T_{CL} est le vecteur contenant les-dites températures, par exemple les conditions de températures de paroi ou de température extérieure.

La matrice 2D K (de taille $n_{tot} \times n_{tot}$) est la matrice tridiagonale des coefficients de Fourier.

 θ permet de piloter le schéma numérique qui est une combinaison linéaire des formulations explicites (calcul à partir du pas de temps précédent) et implicites (calcul à partir du pas de temps actuel).

Gestion des équations sans terme d'accumulation Lors de la résolution du système, les températures d'air et d'eau en sortie de l'échangeur air-eau ne dépendent pas des températures au pas de temps précédent, car aucun terme d'accumulation n'est considéré (voir section 3.2.3 Modèle des températures de fluide dans l'échangeur air-eau).

Ainsi lorsque la matrice K^+ , et le vecteur CL^+ deviennent la matrice K et le vecteur CL lors du passage au pas de temps suivant, il est nécessaire d'annuler ou d'effacer, les termes relatifs à ces deux températures (seule la matrice K^+ et le vecteur CL^+ servent à résoudre les équations des températures d'air et d'eau).

En annulant ces termes (on remplace les coefficients qui multiplient les températures par 0), deux précautions doivent être prises :

- La partie implicite $(K^+.T^+-CL^+)$ est multipliée par $(1-\theta)$ (terme du schéma numérique). Ainsi, les équations de la température d'air soufflé et de la température d'entrée dans l'échangeur doivent compenser ce terme. Pour cela, on ajoute le facteur $\frac{1}{1-\theta}$ uniquement à ces deux équations. Sans cette artifice numérique le schéma numérique serait "incomplet" pour ces deux équations.
- La température d'eau en sortie de l'échangeur intervient dans le premier nœud d'échangeur en tant que température d'entrée. Ainsi, après son annulation dans la matrice K, le produit du coefficient Fo et de la température d'entrée au pas

de temps précédent doivent être ajoutés dans le vecteur ${\cal CL}$ pour conserver le flux.

4.1.2 Résolution du système d'équations sol

Le modèle de sol est écrit sous sa forme matricielle $AT_{sol}^+=b$ et résolu par une méthode numérique issue de la bibliothèque Python scipy.linalg (fonction solve_banded de la bibliothèque Fortran LAPACK qui met en jeu des méthodes de décomposition LU pour inverser la matrice A).

Le vecteur 1D T_{sol}^+ est alors l'inconnu du système qui contient les températures des différentes mailles du sol au pas de temps courant. Il est de taille $n \times m$ où n est le nombre de cellules sur l'axe r et m le nombre de cellules sur l'axe z.

La matrice $A=(Id-(1-\theta)Fo^+)$ est une matrice carrée de taille $(n\times m)^2$. La matrice Fo^+ contient les coefficients de Fourier des mailles du sol à l'instant courant.

$$b = T + \theta(Fo.T_{sol} + CL + CL_{ray}) + (1 - \theta)(CL + CL_{ray})$$
 est un vecteur de taille nm .

 θ est toujours le coefficient pilotant le schéma numérique.

La forme du système est issue de la formulation suivante (qui est analogue à la formulation pour le système de résolution de la cuve) :

$$0 = T_{sol}^{+} - T_{sol} - \theta(Fo.T - CL - CL_{ray})$$

$$-(1 - \theta)(Fo.T_{sol}^{+} - CL^{+} - CL_{ray}^{+})$$

$$(I_{d} - (1 - \theta)Fo^{+})T_{sol}^{+} = T + \theta(Fo.T_{sol} + CL + CL_{ray})$$

$$+(1 - \theta)(CL + CL_{ray})$$
(3.106)

Le schéma de résolution choisi est le schéma semi-implicite de Crank-Nicolson, qui présente l'avantage d'une stabilité inconditionnelle et d'être du second ordre en temps. On peut arguer que les schémas explicites, comme celui de DuFort-Frankel, sont moins gourmands en calcul, notamment pour le modèle de diffusion de la chaleur dans le sol. Compte tenu de la variation des coefficients de transfert de chaleur ou des propriétés du sol, ainsi que des flux d'advection importants dans le réservoir survenant lors d'épisodes pluvieux, le choix d'un schéma implicite est raisonnable.

Les développements futurs du modèle, par exemple un modèle couplé d'humidité du sol favorisent également le choix d'un tel schéma, notamment du fait de la non-linéarité des coefficients de transfert dépendant de l'humidité.

4.2 Techniques numériciennes

Afin d'améliorer la rapidité du code développé, plusieurs méthodes ont été testées. Les plus efficaces ont été listées ici sous la forme de "recettes de cuisine" pour d'éventuels lecteurs intéressés.

Le problème de conduction bidimensionnelle à volumes finis dans le sol présente une matrice particulièrement creuse. Pour un nombre égal de nœuds dans les deux directions, les valeurs non nulles sont de l'ordre de $\simeq \frac{5n}{n^2} = \frac{5}{n}$. Éviter la multiplication des zéros en utilisant les méthodes d'algèbre linéaire creuse dédiées dans <code>scipy.sparse.linalg</code> est un moyen efficace de réduire le temps de calcul.

Un autre gain remarquable a cependant été obtenu simplement avec les méthodes de calcul algébrique dédiées aux matrices bandes, issues du même package. Le principe consiste à rassembler les termes diagonaux non nuls, afin de réduire les opérations matricielles. La charge de calcul pour une matrice (n,m) passe de $(n\times m)^2$ à $2n\times nm$ (voir une illustration sur la Figure 3.23). La mise en œuvre de cette méthode a permis de diminuer par deux le temps de calcul, pour une complexité de réalisation acceptable (c'est-à-dire un rapport remarquable entre le gain et le temps passé à déboguer).

$$\begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & 0 & \cdots & \cdots & 0 \\ B_{21} & B_{22} & B_{23} & \ddots & \ddots & \vdots \\ 0 & B_{32} & B_{33} & B_{34} & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & B_{43} & B_{44} & B_{45} & 0 \\ \vdots & \ddots & \ddots & B_{54} & B_{55} & B_{56} \\ 0 & \cdots & \cdots & 0 & B_{65} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} & B_{23} \\ B_{32} & B_{33} & B_{34} \\ B_{43} & B_{44} & B_{45} \\ B_{54} & B_{55} & B_{56} \\ B_{65} & B_{66} & 0 \end{bmatrix}$$

Figure 3.23 — Représentation d'une matrice creuse tridiagonale en matrice bande (source Wikipedia).

Enfin, une utilisation directe de la compilation "juste à temps" du package numba pour les fonctions récurrentes du script a également permis un gain de temps supplémentaire de 20 %. Avec une compilation "juste à temps" (JIT, *Just in time*), la compilation est différée jusqu'à la première exécution de la fonction. Numba déduit alors les types d'arguments au moment de l'appel et génère un code optimisé sur la base de ces informations. Par exemple, un appel de fonction avec des entiers ou des float ne génère pas le même chemin de code.

4.3 Schéma de couplage

Le schéma de couplage utilisé dans le modèle est un schéma de couplage dit faible. Le modèle de sol est appelé en premier, suivi du modèle de cuve. La procédure est schématisée Figure 3.24. Cette approximation est discutable mais de faibles pas de temps sont employés et l'inertie du sol est relativement grande par rapport aux sorties finales (températures d'eau glycolée et d'air dans les échangeurs).

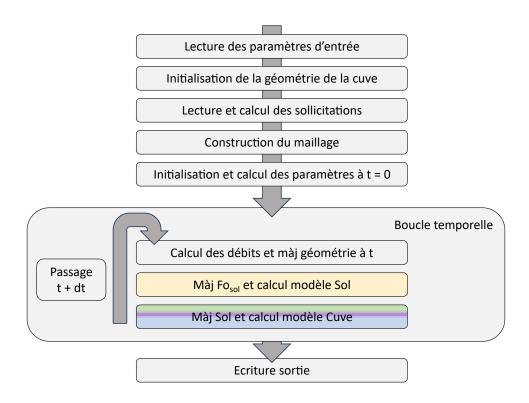


Figure 3.24 – Schéma de la procédure numérique du calcul du modèle (Main File).

La "lecture des paramètres d'entrée" et l'"initialisation de la géométrie de la cuve" correspondent à la mise en variable des différentes données d'entrées (profondeur de la cuve, rayon, calcul de volumes, ...). La "lecture et le calcul des sollicitations" consistent en la lecture du fichier météo, en son remplissage si des données sont manquantes (on s'appuie sur la bibliothèque Meteostat qui donne accès à des données météos libres), et au calcul des données météos dérivées du fichier d'entrée (comme par exemple la température humide qui est assimilée à la température de précipitations). Les sollicitations contiennent également les débits de puisage de la cuve par exemple.

Le maillage est ensuite construit (pour plus de précisions sur les paramètres du maillage voir **5.1 Réduction du domaine de simulation du sol**).

L'initialisation fixe les premières valeurs (températures, volumes, propriétés de fluides...) mais calcule également les premières matrices (Fo, K) et vecteurs (T, CL, T_{CL}) servant à la résolution du système.

Dans la boucle temporelle, les débits sont calculés à partir des sollicitations (précipitations, débits de puisage, ...) et la géométrie, en particulier sur le niveau d'eau (remplissage des mailles de la cuve, coefficient de convection, contact avec le sol, ...), est mise à jour.

Le système d'équations du sol est ensuite résolu. La procédure est détaillée sur la Figure 3.25.

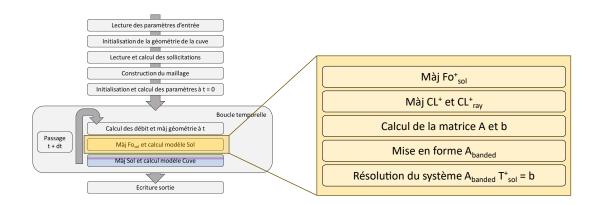


Figure 3.25 – Zoom sur la procédure de résolution du système d'équations du sol.

Après la mise à jour de la matrice Fo en Fo^+ (les coefficients d'échanges sont changés notamment à cause de la variation de niveau, mais aussi de la conductivité thermique du sol), du vecteur CL en CL^+ (avec les nouvelles conditions météorologiques par exemple), les matrices A et b sont construites. Le système est ensuite mis sous sa forme de matrice bande puis est résolu.

La procédure de résolution du système d'équations de la cuve est présentée Figure 3.26.

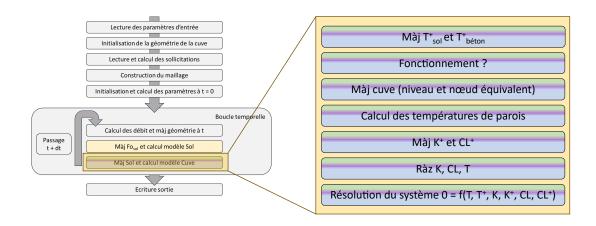


Figure 3.26 – Zoom sur la procédure de résolution du système d'équations de la cuve.

Après la résolution du domaine du sol, les températures résultantes sont insérées dans la matrice T_{sol}^+ qui contient notamment les températures des mailles adjacentes à la cuve. Après la vérification du fonctionnement ou non de l'échangeur (test en fonction de la température extérieure ou d'un calendrier), le nouveau volume permet de déterminer le niveau et donc la composition et les caractéristiques du nœud équivalent (masse, conductivité, etc...).

Les températures de parois sont ensuite calculées, la température d'eau correspond donc encore au pas de temps précédent. La matrice K^+ et le vecteur CL^+ sont mis à jours tandis que les matrices correspondant au pas de temps précédent sont mises à zéro en ce qui concerne les équations sans terme d'accumulation.

Enfin, le système est résolu. Le chaînage étant faible, la boucle temporelle avance ensuite au prochain pas de temps.

5 Étude paramétrique sur le maillage et les conditions initiales

5.1 Réduction du domaine de simulation du sol

En vue notamment de réduire le temps de calcul, une étude paramétrique sur le domaine de sol a été conduite. Il est possible d'ajuster trois paramètres : la taille intrinsèque du domaine simulé $r \times z$, la taille du domaine sur lequel le maillage est fin et le coefficient d'élargissement des mailles (Figure 3.27).

La taille du domaine fin est définie par un coefficient z_fin ou r_fin tel que $r_maillage_fin = r_{fin} \times r_{cuve}$ et $z_maillage_fin = z_{fin} \times (h_{cuve} + prof_{cuve})$.

En dehors de ce domaine, la taille des cellules est définie par une suite géométrique de raison agg_z , telle que $dz_{i+1}=agg_z\times dz_i$. Le même principe est appliqué pour l'axe radial.

La taille physique du domaine réel sera supérieure à la taille intrinsèque car la dernière maille est définie complètement (on ne "coupe" pas la maille pour s'arrêter à r ou z).

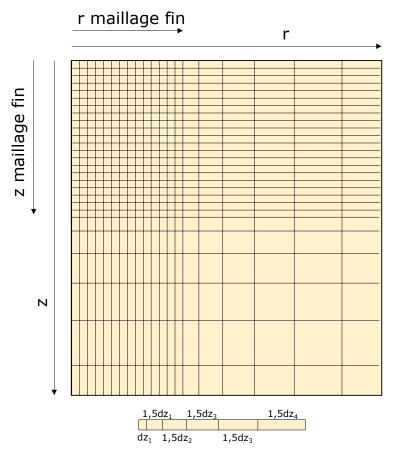


Figure 3.27 – Paramètre de variation du maillage.

Le test a été conduit sur une simulation-type à Haguenau pour 153 jours, à partir du $1^{\rm er}$ mai (soit une saison de fonctionnement), sur un domaine intrinsèque de $10~m\times 10~m$, un pas de temps dt=600s et des pas géométriques dr=0.05m et dz=0.05m. Plusieurs configurations ont été testées et sont résumées dans le Table 3.7.

Domaine	r	z	r_{fin}	z_{fin}	agg_r	agg_z	n	m	nombre
									de cel.
Domaine très large	10	10	1.1	1.1	2	2	35	80	2800
Domaine large	10	10	1.4	1.3	1.6	1.6	44	95	4180
Domaine moyen-large	10	10	1.5	1.5	1.5	1.5	48	109	5232
Domaine ZR	10	10	2	1.5	1.3	1.5	65	109	7085
Domaine ZR 15m	15	15	2	1.5	1.3	1.5	67	111	7434
Domaine moyen-fin	10	10	1.8	1.8	1.3	1.3	59	131	7729
Domaine fin	10	10	2	1.8	1.2	1.2	69	134	9246
Domaine très fin	10	10	2	2	1.1	1.1	80	1540	12320

Table 3.7 – Présentation des variantes investiguées.

Les résultats sur les sorties du modèle ont été confrontées (calcul de racine de l'erreur quadratique moyenne RMSE sur les 2 dernières semaines de fonctionnement) avec pour référence la simulation sur le domaine le plus fin. Les écarts sont marginaux, autour du centième de degré pour les températures d'eau de la cuve et du Watt pour la production. La RMSE $E_{air/eau}$ correspond à la moyenne des RMSE pour les températures aux bornes de l'échangeur air/eau.

Domaine	RMSE cuve eau [°C]	RMSE cuve air [°C]	RMSE $E_{air/eau}$ [°C]	RMSE P_{prod} [W]
Domaine très large	0.09	0.10	0.06	4.3
Domaine large	0.05	0.04	0.05	2.9
Domaine moyen-large	0.02	0.02	0.02	1.3
Domaine ZR	0.02	0.02	0.01	1.1
Domaine ZR 15m	0.02	0.02	0.02	1.1
Domaine moyen-fin	0.02	0.00	0.01	0.6
Domaine fin	0.01	0.00	0.03	2.2

Table 3.8 – RMSE des différentes sorties pour les différents domaines.

Les temps de calcul ont été relevés pour un même ordinateur, dans les mêmes conditions, de nuit, sans aucune tâche effectuée en parallèle.

Le temps de calcul est très lié à la taille du domaine de sol qui définit le nombre d'équations à résoudre (ou presque, la résolution du système pour la cuve étant identique pour chaque cas). Les temps de simulation sont compris entre une demi-heure et plus de 8h30 et varient au carré de la taille du domaine, ce qui est parfaitement logique étant donné que le système est de dimension $(n \times m)^2$ (taille de la matrice Fo).

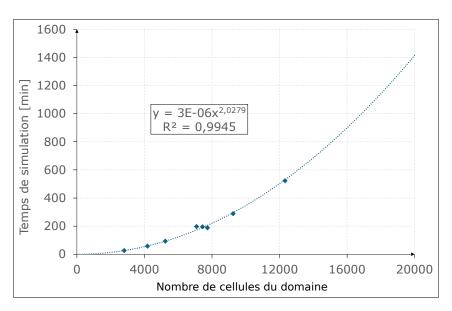


Figure 3.28 – Temps de simulation (min) pour une simulation de 5 mois en fonction de la taille du domaine.

Pour s'affranchir de la durée de simulation (en nombre de jours simulés) et ainsi pouvoir anticiper le temps de calcul de n'importe quelle simulation, la relation entre taille du domaine et vitesse de calcul en itération par seconde a été établie. Cette variation est sans surprise inversement quadratique.

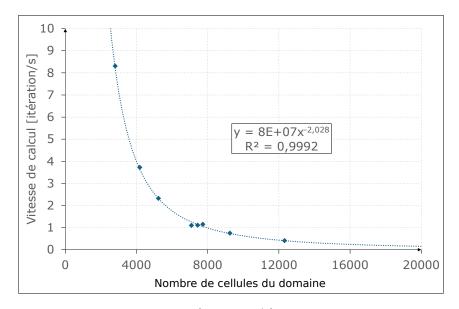


Figure 3.29 – Vitesse de simulation (itération/s) en fonction de la taille du domaine.

5.2 Équivalence entre pré-calcul du sol ou initialisation sinusoïdale de la température?

Les conditions initiales du sol jouent un rôle important lors des simulations annuelles. Deux options sont en général possible :

— Commencer la simulation bien en amont de la période d'analyse voulue. On parle alors de mise en température du modèle. Pour les modèles de bâtiments, cette mise en température est de quelques semaines, par exemple 2 semaines par défaut dans Pleiades COMFIE. Le sol ayant une inertie bien plus importante, et étant sous influence des variations climatiques annuelles, il faudrait lancer la simulation quelques semaines, voire quelques mois avant le début de la période considérée, avec les temps de calcul supplémentaires que cela représente. C'est pourquoi le modèle de sol de Comfie développé pour les puits climatiques [Thiers et Peuportier, 2008], initialise la température avec une sinusoïde déphasée et amortie selon un modèle de type massif semi-infini.

Le désavantage de cette méthode peut être contourné en disposant d'une banque de sol pré-calculée au préalable, dans laquelle il est possible de venir chercher le sol déjà initialisé. Cette option permet de s'affranchir du calcul systématique de la mise en température de ce dernier. Cependant, cette banque de données ne sera valable que pour des conditions plutôt restrictives (une certaine année, un certain type de sol).

Il est alors nécessaire d'avoir une banque de données particulièrement large pour couvrir un maximum de cas.

— L'autre solution, déjà mentionnée plus haut, consiste à initialiser le sol via une solution analytique, qui calcule un gradient de température dans le sol, pour figurer un fonctionnement continu. L'expression de la température en fonction du temps, de la profondeur et des données météorologiques du site a été abordée dans le Chapitre 1, 3.5 Rafraîchissement par geocooling, et est rappelée ici.

$$T(z,t) = T_{m_a} - \frac{\Delta T_a}{(2/Bi_a + 2 + Bi_a)} e^{-z\sqrt{\frac{\omega_a}{(2a)}}} \left[(1 + Bi_a) \cos\left(\omega_a t - z\sqrt{\frac{\omega_a}{2a}}\right) \right]$$

$$+ \sin\left(\omega_a t - z\sqrt{\frac{\omega_a}{2a}}\right) \left[-\frac{\Delta T_j}{(2/Bi_j + 2 + Bi_j)} e^{-z\sqrt{\frac{\omega_j}{(2a)}}} \left[(1 + Bi_j) \cos\left(\omega_j t - z\sqrt{\frac{\omega_j}{2a}}\right) \right]$$

$$+ \sin\left(\omega_j t - z\sqrt{\frac{\omega_j}{2a}}\right) \right]$$

Une comparaison des deux types d'initialisation a été entreprise pour vérifier que les deux sont assez équivalentes. Dans un cas, la simulation a été conduite en initialisant le sol via la sinusoïde ci-dessus, dans l'autre une simulation annuelle de l'année 2022 a été réalisée et les températures du sol à chaque pas de temps stockées. Une seconde simulation a été relancée en utilisant les données enregistrées au préalable pour démarrer le calcul.

La simulation a été réalisée pour l'été 2022, du 1^{er} mai au 30 septembre. Les deux simulations sont ensuite comparées sur la base d'un calcul de RMSE pour différentes sorties. Les résultats sont présentés dans le Table 3.9.

Sortie étudiée	RMSE [°C]
Température de soufflage	0.05
Température d'air de la cuve	0.21
Température au fond la cuve	0.09
Température à 1m du fond de la cuve	0.17
Température d'entrée de l'échangeur	0.11
eau-eau	
Puissance produite	3W

Table 3.9 – RMSE entre les différentes sorties pour les deux initialisations.

Une période a également été tracée à mi-juin, ainsi qu'une comparaison sous forme de graphique "XY" (Figure 3.30 et Figure 3.31). Considérant les faibles écarts, l'initialisation via sinusoïde est validée en tant qu'initialisation crédible pour nos simulations.

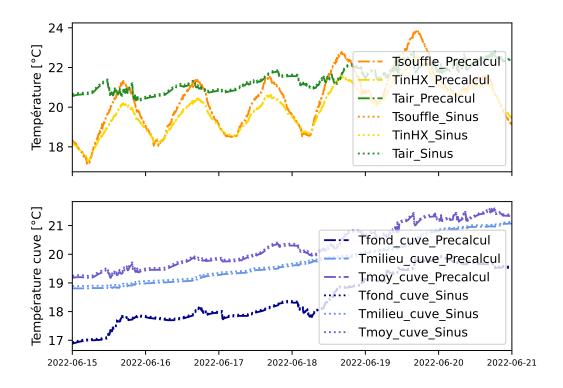


Figure 3.30 – Comparaison de différentes températures pour les deux cas d'initialisations pour la période du 15 au 21 juin 2022.

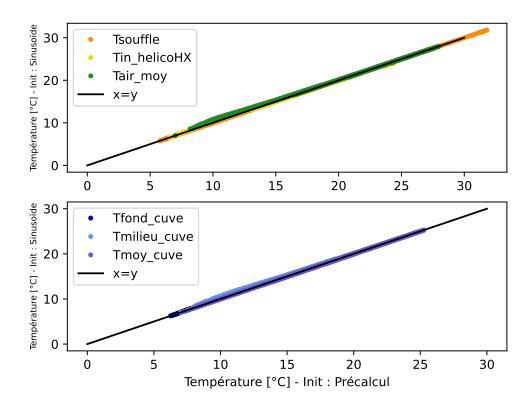


Figure 3.31 – Comparaison de différentes températures pour les deux cas d'initialisations pour la période.

6 Paramètres d'importance - analyse de sensibilité

Le modèle étant construit, il est désormais possible de réaliser une analyse de sensibilité (AS) pour identifier les paramètres influents. Le but est ici, d'obtenir un aperçu des paramètres qui seront importants lors de la validation du modèle. Cette étape permet de concentrer l'effort d'amélioration du modèle sur les phénomènes physiques les plus déterminants.

L'idée est d'identifier les paramètres ayant le plus de poids sur le modèle pour ensuite, au moment de la validation, effectuer un *fit* sur ces paramètres ou éventuellement complexifier son calcul.

L'analyse de sensibilité utilisée est l'AS de Morris, un paramètre à la fois, *One-at-a-time* [Morris, 1991]. La méthode permet de classer les paramètres par ordre d'influence, tout en conservant un temps de calcul plutôt limité (compte tenu d'un temps de calcul d'environ 2h pour 5 mois de simulation).

Le principe de la méthode de Morris, aujourd'hui largement utilisée dans la communauté des simulateurs de bâtiments, consiste à calculer l'effet élémentaire moyen de la variation d'un paramètre à la fois, généralement pour une douzaine de répétitions. Dans le cas présenté, 15 répétitions ont été entreprises pour 11 paramètres investigués, soit $15 \times (11+1) = 180$ simulations.

L'effet élémentaire EE est défini comme :

$$EE_i = \frac{f(X + e_i \Delta_i) - f(X)}{\Delta_i}$$
(3.108)

Où f est la fonction étudiée , X est le vecteur d'entrée de la fonction qui contient les paramètres étudiés, e_i est un vecteur de la même taille que X, qui contient des 0, sauf pour une valeur qui est égale à 1 et qui permet de sélectionner le paramètre X_i dont la valeur change de Δ_i , qui est prédéfinie au préalable selon un nombre de niveaux p qui discrétise de façon uniforme l'intervalle de recherche. En général, la littérature préconise de prendre p=4.

On appelle trajectoire une suite de simulations où chaque paramètre change une unique fois (une trajectoire est donc équivalente à un nombre de répétitions).

Dans notre cas, f est le modèle de Rainergy qui calcule plusieurs sorties sur lesquelles l'AS peut porter. X est l'ensemble des paramètres qui sont étudiés dans le cadre de l'AS (les autres entrées sont prises constantes).

Grâce à l'évaluation des effets élémentaires de chaque paramètre sur l'ensemble des trajectoires N, il est possible d'en faire une analyse statistique en calculant μ^* la moyenne de la valeur absolue des EE_i et σ l'écart-type, introduits par [Campolongo *et al.*, 2007].

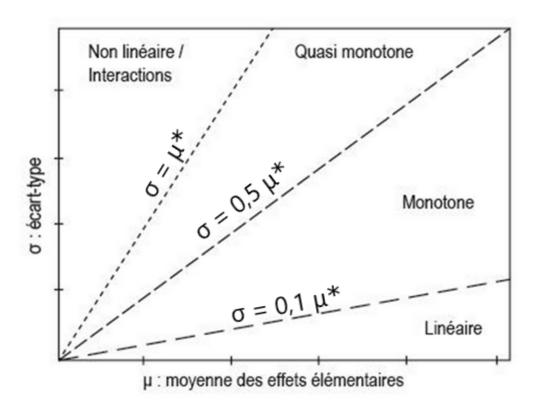
$$\mu_i^* = \frac{1}{N} \sum_{1}^{N} |EE_i| \tag{3.109}$$

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{1}^{N} (EE_i - \mu_i)^2}$$
 (3.110)

La perte d'information liée au signe qui permet d'analyser la valeur absolue de l'écart est justifiée par le fait d'éviter des phénomènes de compensation lorsque le modèle n'est pas monotone avec le paramètre étudié.

Ainsi, plus μ^* est important, plus cela dénote de la prévalence de la variable sur les autres testées. En ajoutant l'analyse de la valeur de μ , la moyenne des EE_i (pas absolue), on peut alors vérifier le signe de l'effet élémentaire (par exemple si μ et μ^* sont grands, le signe est constant).

 σ , permet alors de déceler les facteurs dont les comportements sont plutôt linéaires lorsque σ est faible comparativement à μ^* (on retient en général un facteur 0,1). Lorsque σ est de l'ordre de grandeur ou supérieur à μ^* , la variable est non-linéaire ou alors elle présente des interactions avec d'autres facteurs. Entre les deux, les paramètres sont monotones ou quasi-monotones ([Menberg et al., 2016] et Figure 3.32).



Classement des paramètres selon la moyenne de leurs effets élémentaires et leur dispersion (écart-type de la série d'effets élémentaires) (tiré du mémoire de M2R de [F. PEYRE, 2017]).

Figure 3.32 – Classement des paramètres d'après F. Peyre

L'espace de recherche des paramètres est donné dans le Table 3.10. Les paramètres évalués sont les propriétés du sol, les coefficients de convection intérieurs de la cuve ou encore l'efficacité de l'échangeur en amont de la VMC. Pour les propriétés de sol, seule la

masse volumique est analysée, car les équations mettent en jeu exclusivement le produit ρCp . Une capacité thermique Cp_{sol}^* fictive égale à $1000~\rm J.kg^{-1}.K^{-1}$ est donc considérée et la masse volumique sert de variable d'ajustement.

Les paramètres ont été sélectionnés en se basant sur la littérature, le "bons sens de la thermique" ou encore à la suite de multiples tests du modèle "à la main".

Paramètre investigué	Nom	Plage de recherche
Conductivité thermique du sol	lbd_sol	(0.5-4) [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
Masse volumique du sol	rho_sol	(800 - 3000) [kg.m ⁻³]
Albédo du sol	$alpha_sol$	(0.05 - 0.6) [-]
Pourcentage d'ombrage	$pour100_ombre$	(0.3 - 0.9) [-]
Taux de renouvellement d'air de	$taux_renew$	(0-0.3) [-]
la cuve		
Coefficient d'échange convectif	$hparoi_eau_cote$	(50 - 1000) [W.m ⁻² .K ⁻¹]
eau - paroi verticale		
Coefficient d'échange convectif	$hparoi_eau_bas$	(50 - 1000) [W.m ⁻² .K ⁻¹]
eau - paroi horizontale		
Coefficient d'échange convectif	$hparoi_air_cote$	(1-15) [W.m ⁻² .K ⁻¹]
air - paroi verticale		
Coefficient d'échange convectif	$hparoi_air_haut$	(1-15) [W.m ⁻² .K ⁻¹]
air - paroi horizontale		
Coefficient d'échange convectif	$hair_eau$	(1-15) [W.m ⁻² .K ⁻¹]
air - eau		
Efficacité de l'échangeur air-eau	epsilon_a	(0.4 - 0.95) [-]

Table 3.10 – Espace de recherche de l'analyse de sensibilité.

Ce calcul a été effectué à l'aide de la bibliothèque Python SAlib [lwanaga et al., 2022, Herman et Usher, 2017].

Les résultats ont été calculés pour la plupart des sorties de températures du modèle, à savoir : la température d'air de la cuve, 5 températures à 0, 0.5, 1, 1.5 et 2 m dans la cuve (donc majoritairement des températures d'eau pour les 4 premières sorties), ainsi que les températures d'entrée et de sortie dans l'échangeur de chaleur air-eau.

Ci-après sont présentés les résultats pour la température d'air soufflé après l'échangeur, la température d'eau à 0.5 m du fond de la cuve et de la température d'air de la cuve. Le reste des résultats peut être retrouvé en Annexe **D Résultats de l'analyse de sensibilité**.

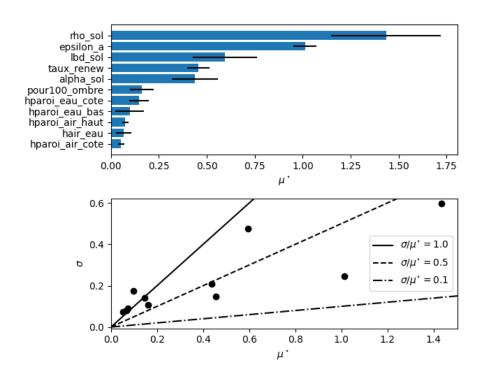


Figure 3.33 – Analyse statistique des EE sur la température d'eau à 50 cm du fond.

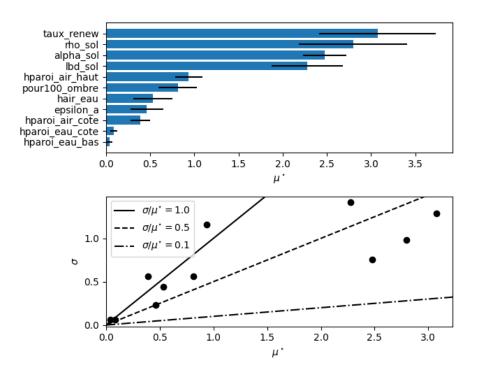


Figure 3.34 – Analyse statistique des EE sur la température d'air de la cuve.

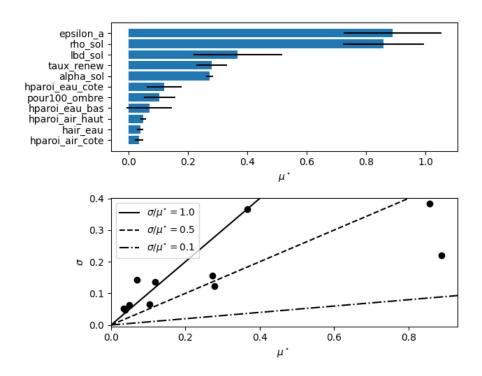


Figure 3.35 – Analyse statistique des EE sur la température d'air soufflée.

Ces résultats montrent une prévalence des caractéristiques du sol sur les autres paramètres. L'efficacité de l'échangeur air-eau est également un paramètre d'importance non négligeable. Ce paramètre est cependant moins incertain, notamment du fait des données expérimentales qui permettent de calculer l'efficacité réelle de l'échangeur.

Le taux de renouvellement d'air est également important. Pour nos relevés expérimentaux il est faible, dans la mesure où les capteurs affichent des valeurs d'humidité relative proches de la saturation, cependant s'il était amené à être augmenté de manière mécanique ou naturelle, l'impact sur les performances du système pourrait être important. Ce paramètre influence l'échange entre l'eau de la cuve et l'air de la cuve. Un fort taux de renouvellement d'air va imposer la température extérieure dans la cuve. De plus, l'hypothèse de saturation de la cuve ne serait plus valide, et la modélisation pourrait être revue. Le taux de renouvellement d'air est cependant plus difficile à évaluer ou mesurer que les caractéristiques du sol par exemple.

L'effort de modélisation devra donc être porté sur les caractéristiques de sol.

7 Optimisation de paramètres en vue de la validation

Après avoir déterminé les paramètres d'influence, une optimisation est entreprise dans le but d'améliorer la confrontation aux données expérimentales. La fonction minimize du module scipy.optimize a été utilisée [Virtanen et al., 2020]. Cette fonction permet de minimiser une fonction objectif f(X) où X est le vecteur des paramètres à optimiser.

Le solveur utilisé est le solver "L-BFGS-B" qui est une variante de l'algorithme BFGS (Broyden–Fletcher–Goldfarb–Shanno [Fletcher, 1987]), mais amélioré pour minimiser l'utilisation de la mémoire des machines. Cet algorithme est préconisé dans le cas de problèmes à large nombre de variables.

La fonction objectif est une moyenne des RMSE sur les températures d'eau. En effet, les RMSE de la température d'air soufflé ou des échangeurs sont rapidement descendues sous le degré d'écart de RMSE en utilisant des valeurs tirées des résultats expérimentaux ou de la littérature.

Une RMSE de 1°C sera jugée acceptable compte tenu d'une part des incertitudes de capteurs (autour de 0.3 °C) mais également des valeurs trouvées dans la littérature pour la modélisation de stockage thermique.

Le choix a été fait d'optimiser les caractéristiques du sol pour deux raisons :

- L'analyse de sensibilité les classe comme paramètres d'influence majeure.
- Le taux de renouvellement d'air est aussi un candidat potentiel, mais des essais ont notamment montré que l'optimisation de ce dernier atteint les bornes de définition du domaine (autour de 0.3 vol/h) ce qui semble peu probable pour une cuve enterrée.

Les résultats de l'optimisation sont donnés Table 3.11.

Paramètres optimisés	Valeur
Conductivité thermique du sol [W.m ⁻² .K ⁻¹]	2.25
Capacité thermique du sol [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	1650
Albédo du sol	0.325

Table 3.11 – Résultats de l'optimisation.

Les valeurs trouvées correspondent aux valeurs d'un sable humide, ce qui est cohérent avec le type de sol à Haguenau. Ce dernier a été annoncé comme sec par les propriétaires, cependant la nappe phréatique est assez proche à Haguenau (source : https://infoterre.brgm.fr) ce qui pourrait étayer la thèse d'un sable humide.

L'albédo identifié est celui d'un sol plutôt clair, ce qui correspond bien au pavé de la cour à Haguenau.

8 Validation par confrontation aux données expérimentales

Le modèle a été validé sur les données obtenues pour le prototype d'Haguenau.

Deux périodes ont été choisies : l'été 2022 (du 20 mai au 31 août) pour l'ensemble des sorties, où le jeu de données est le plus complet et la période de février à septembre 2024 pour la stratification de l'eau, suite à la mise en place du système d'acquisition flottant.

Pour s'affranchir des erreurs liées à l'incertitude de l'utilisation de la cuve (débits de puisage), mais aussi au calcul du débit d'entrée lors de précipitations, le volume d'eau calculé sur la base de la mesure du niveau est considéré en donnée d'entrée pour ces simulations.

Après plusieurs essais, le modèle de variation de la conductivité thermique de [Ni-koosokhan et al., 2016] a été mis de côté, car les résultats étaient moins satisfaisants qu'avec une conductivité thermique constante. L'hypothèse d'une conductivité d'un sol sec en surface rend les premières couches du sol trop isolantes ($\sim 0.4~\text{W/mK}$) par rapport notamment aux valeurs relevées sur site ($\sim 2~\text{W/mK}$).

L'ensemble des paramètres utilisés pour la validation est donné en Annexe **E Paramètres d'entrée des simulations de validation**.

La validation consiste en la comparaison via RMSE des températures dans la cuve, dans l'échangeur air-eau ainsi que via les comparaisons de puissances et énergie produites.

Concernant les indicateurs "macroscopiques", qui ont trait à la production (Table 3.12), les puissances maximales dépassent le kilowatt et sont assez proches. Le fonctionnement en limite du système est donc bien modélisé.

L'écart de la puissance moyenne est plutôt conséquent, cependant cet écart correspond environ à un écart sur la température d'air soufflé légèrement inférieur à 1° C (pour un débit de 230 m³/h). Or, la RMSE pour la température d'air soufflé est justement de 0.95 °C (voir Table 3.13).

L'écart sur l'énergie produite reste acceptable. De façon globale, le modèle est plutôt conservateur ce qui est une bonne chose notamment dans une optique de dimensionnement.

Sortie étudiée	Données expérimentales	Données simulées
Pér	iode : été 2022	
Puissance moyenne produite [W]	381	306 (-19.7%)
Puissance maximale produite [W]	1071	1022 (-4.6%)
Energie produite [kWh]	476	440 (-7.6%)

Table 3.12 – Comparaison des puissances et de l'énergie produites.

Les écarts sur les températures permettent d'analyser plus en détail les forces et faiblesses du modèle.

La température d'air à l'intérieur de la cuve est clairement le point faible du modèle. Avec une RMSE supérieure à 2.5 °C, il est possible qu'un phénomène soit trop ou pas assez pris en compte. Les températures sont plus élevées que les valeurs expérimentales et il semble également que les périodes simulées, voir Figure 3.36, soient proches d'une variation journalière alors que les données expérimentales varient avec une période proche de un jour et demi. Cependant, s'agissant du paramètre le plus "lointain" (en terme de chaîne de phénomènes physiques) de la température de soufflage, qui est la sortie la plus importante du modèle, un écart important n'est pas forcément préjudiciable.

Il s'agit toutefois d'un point d'amélioration du modèle clairement établi. Plusieurs pistes peuvent être envisagées :

- l'hypothèse de non stratification peut être mise en question : il est possible que l'air froid soit "bloqué" proche de la surface de l'eau, donc à une profondeur supérieure. Ainsi, sa température pourrait être guidée par la température plus profonde du sol, qui est non seulement plus faible, mais dont la période est plus également plus longue.
 - La température expérimentale correspondrait alors à cette configuration.
- l'effet évaporatif et l'hypothèse de saturation sont également à interroger : si l'air n'est pas totalement à saturation, il peut se refroidir par rafraîchissement adiabatique au contact de la surface de l'eau. Cependant les mesures montrent tout de même des valeurs d'humidité relatives de 100 % ou presque.

Sortie étudiée	RMSE [°C]		
Période : été 2022			
Température d'air de la cuve	2.65		
Température d'eau au fond de la cuve	0.85		
Température à 50 cm du fond de la cuve	0.92		
Température à 1 m du fond de la cuve	1.19		
Température de soufflage	0.95		
Température de sortie de l'échangeur eau-eau	0.69		
Température d'entrée de l'échangeur eau-eau	0.66		
Période : février - septembre 2024			
Température d'eau à 5 cm de la surface	1.57		
Température d'eau à 35 cm de la surface	1.05		
Température d'eau à 65 cm de la surface	0.78		
Température d'eau à 95 cm de la surface	0.71		
Température d'eau à 125 cm de la surface	0.57		
Température d'eau à 155 cm de la surface	0.83		
Température d'eau à 185 cm de la surface	0.91		
Température d'eau à 215 cm de la surface	0.90		
Température d'eau au fond de la cuve	0.84		

Table 3.13 – RMSE pour les différentes sorties du modèle.

Concernant les températures d'eau à l'intérieur des échangeurs (air-eau et eau-eau), les RMSE sont tout à fait acceptables avec des écarts de l'ordre de grandeur de la sensibilité du capteur (thermocouple de type K à \pm 1°C).

Pour la température d'air soufflé, la RMSE est inférieure au degré Celsius, ce qui est à nouveau acceptable. Il est possible que l'hypothèse d'efficacité constante puisse être réévaluée pour considérer une variation en fonction de la différence de température.

Enfin, concernant les températures d'eau de la cuve, le modèle est plus précis pour les températures au fond de la cuve, avec des RMSE inférieures à 1°C également. Les températures d'eau simulées sont plus élevées que les données expérimentales (Figure 3.37), notamment lorsqu'on s'approche de la surface. Il est possible que la température d'air, elle-même plus élevée qu'attendue, joue un rôle dans cet écart.

Par extension, l'hypothèse d'une cuve saturée peut conduire à une sous-estimation du débit d'évaporation et donc du flux évaporatif qui refroidit la surface d'eau.

L'allure de la stratification (Figure 3.38) a également été comparée pour la période suivant l'installation du flotteur. Les allures sont correctes avec des bonnes valeurs en hiver. En été, les gradients de température sont plus faibles avec des températures de surface plus élevées. Les températures en fond de cuve sont bien modélisées.

Les températures dans le sol sont présentées Figures 3.39 et 3.40. On peut observer le déphasage journalier avec des températures généralement plus basses en pré-surface (autour de 30 cm) à 16 h qu'à minuit ou 8 h.

Pour conclure, la comparaison aux données expérimentales permet de valider le modèle en ce qui concerne la production "macroscopique". Les températures au niveau des échangeurs sont bien représentatives des données réelles. Concernant les températures à l'intérieur de la cuve, la température d'air pourrait gagner à être mieux modélisée. Cependant, son impact est faible sur les sorties importantes. Les températures d'eau sont modélisées au mieux vers le fond de cuve. Il est également possible que la modélisation du sol joue un rôle dans ces écarts, mais n'ayant aucune données sur ce dernier, il est difficile de tirer de réelles conclusions.

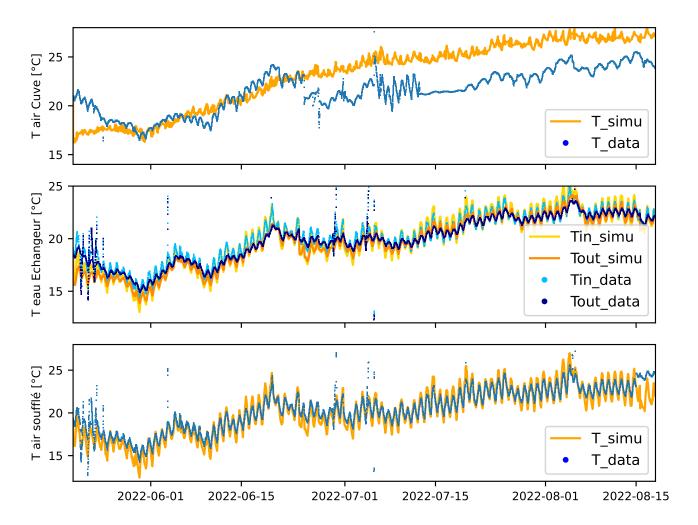


Figure 3.36 – Comparaison de l'air dans la cuve, de l'air soufflé et des températures d'échangeur.

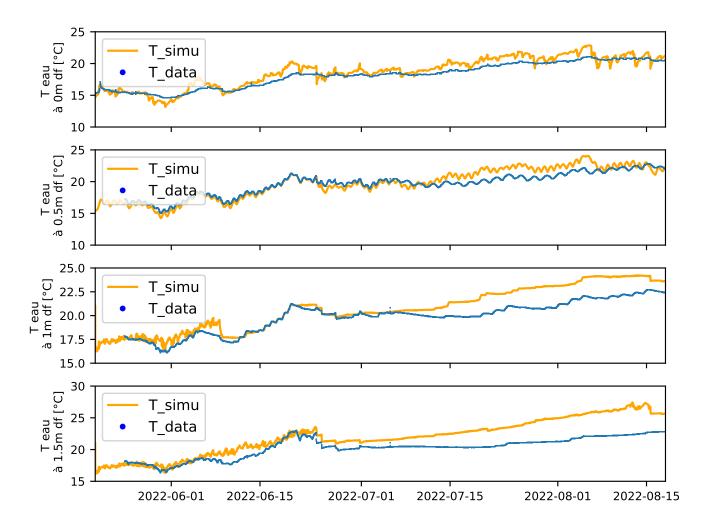


Figure 3.37 – Comparaison des températures d'eau.

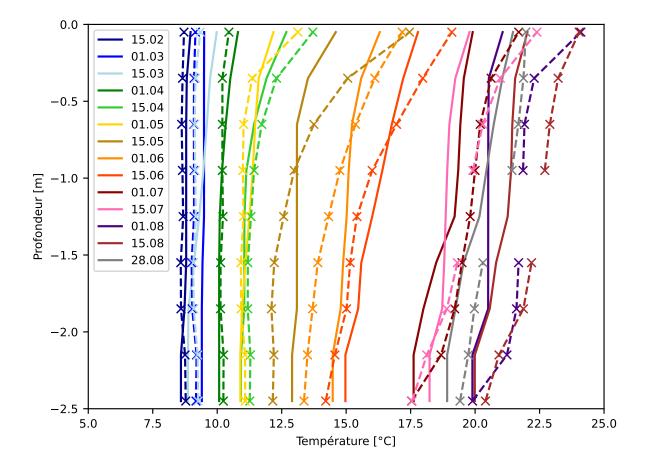


Figure 3.38 – Comparaison de la stratification toutes les deux semaines depuis le début d'hiver jusqu'à la fin d'été (relevés expérimentaux en pointillés et simulation en ligne continue).

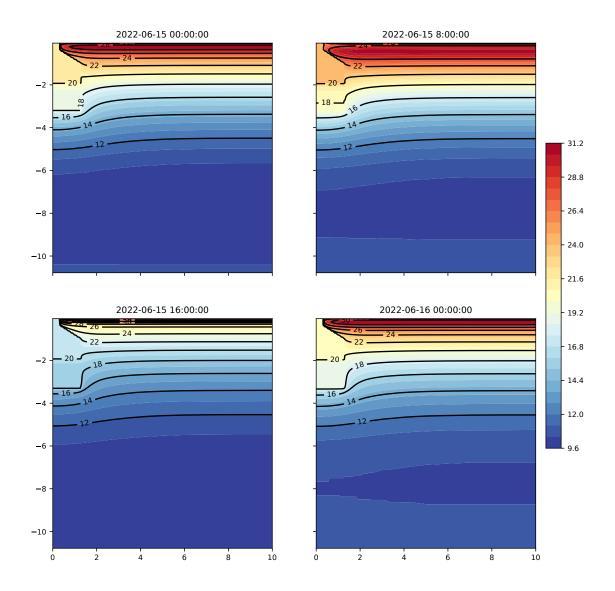


Figure 3.39 — Températures du sol environnant le 15 juin 2022, pour 4 moments de la journée.

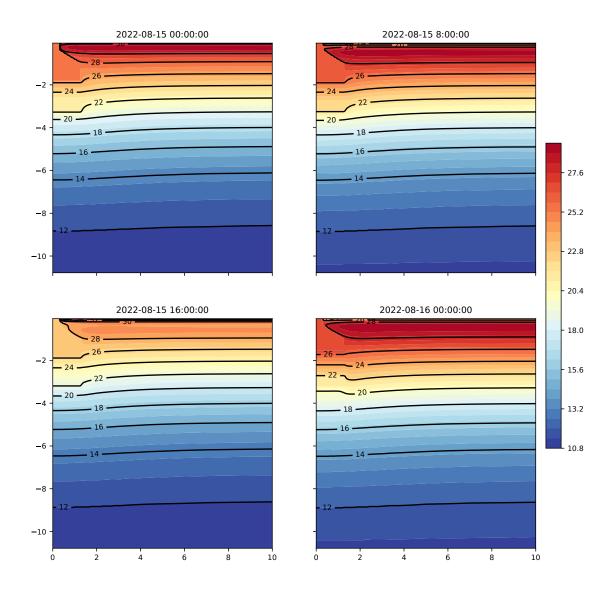


Figure 3.40 — Températures du sol environnant le 15 août 2022, pour 4 moments de la journée.

Conclusion

Dans ce chapitre, un état de l'art de la modélisation a été entrepris. Des modèles de cuve, d'évaporation ou du sol ont été tirés de la littérature et assemblés sur Python pour former un modèle complet de récupérateurs d'eaux pluviales géothermiques.

Des outils d'analyse de sensibilité et d'optimisation ont permis d'ajuster les paramètres importants du modèle en vue de sa validation.

Le modèle numérique a démontré une bonne capacité à simuler le comportement thermique de Rainergy, avec des prédictions proches des données expérimentales. La validation a confirmé que le modèle reproduit la stratification thermique de l'eau et les comportements des échangeurs.

Le modèle sera ensuite utilisé pour évaluer notamment le potentiel de rafraîchissement des bâtiments dans des scénarios climatiques variés.

Chapitre 4

Analyse numérique du système

Le quatrième chapitre est dévolu à l'utilisation du modèle numérique établi et validé précédemment. L'objectif est de mesurer l'impact de Rainergy sur le confort d'un bâtiment, de vérifier son bon fonctionnement au travers de diverses implantations et d'essayer de projeter des performances à horizons 2100, dans un monde où le climat sera plus sec et chaud. La forme de la cuve, ainsi que l'importance de son volume de stockage sont également investiguées.

Sommaire

1	Cou	plage système-bâtiment, quel impact du système Rainergy?	195
	1.1	Construction d'un modèle SED de bâtiment sur TRNSYS	195
	1.2	Couplage du modèle SED avec le modèle Rainergy	198
	1.3	Résultats sur le confort à l'intérieur des bâtiments	201
2	Con	ditions de fonctionnement, Rainergy pour tous les climats et	
	en t	out lieu?	206
	2.1	Un tour d'horizon de la France aujourd'hui	206
	2.2	Et qu'en sera-t-il demain?	212
	2.3	Le type de sol est-il limitant?	221
	2.4	La régulation : en mode continu ou une régulation sur la tem-	
		pérature extérieure?	226
3	Rair	ergy et la disponibilité de la ressource en eau	229

4	Règl	es de dimensionnement, quelle forme pour Rainergy? 234
	4.1	Étude sur l'impact de la profondeur d'enfouissement de la cuve 234
	4.2	Étude sur la capacité de la cuve
	4.3	Étude sur le facteur de forme de la cuve

1 Couplage système-bâtiment, quel impact du système Rainergy?

Le principe de Rainergy est d'utiliser l'énergie stockée dans le sol pour rafraîchir le bâtiment. Si les précédents chapitres ont permis notamment de déterminer les performances expérimentales intrinsèques de Rainergy (les puissances et énergies produites), il est également intéressant de caractériser les gains en terme de confort supplémentaire pour les occupants du bâtiment. La comparaison du fonctionnement d'un bâtiment avec et sans Rainergy est alors nécessaire pour réaliser cette caractérisation.

1.1 Construction d'un modèle SED de bâtiment sur TRNSYS

Le fonctionnement du bâtiment est simulé au moyen d'un logiciel de SED (Simulation Energétique Dynamique). Le logiciel choisi pour notre étude est TRNSYS. Ce choix vient de la volonté initiale de réaliser un couplage fort entre le modèle Python et le modèle de bâtiment. Un couplage fort implique un dialogue, à chaque pas de temps, entre le modèle de bâtiment et le modèle Rainergy.

Cette contrainte nous a notamment fait exclure Pleiades, qui ne dispose pas, pour le moment, de passerelle commerciale vers Python. DesignBuilder aurait également pu être une option crédible mais l'historique de la maîtrise du logiciel au sein de l'équipe de recherche a fait privilégier TRNSYS.

Le modèle de bâtiment a donc été construit à partir des divers plans mis à disposition par les propriétaires. La construction géométrique (dimensions, contact, définition des zones thermiques, ...) se fait au travers d'une extension dans Sketchup (TRNSYS3D - Figures 4.1 et 4.2). Le fichier est ensuite importé dans TRNBuild, une interface graphique permettant de paramétrer le Type 56 de TRNSYS (Type dédié au modèle de bâtiment dans TRNSYS).

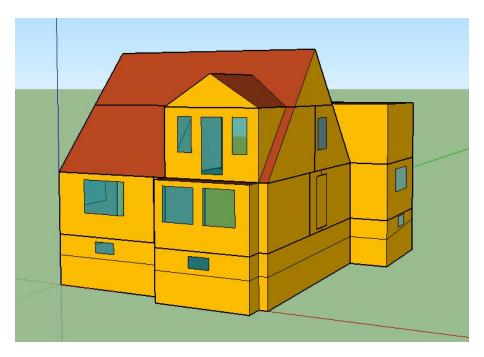


Figure 4.1 — Maquette numérique de la maison d'Haguenau, face Nord-Ouest, modélisée dans Sketchup - TRNSYS3D

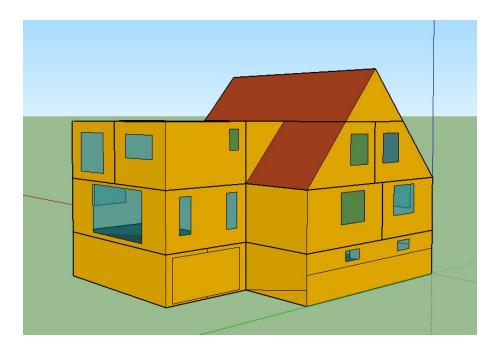


Figure 4.2 – Maquette numérique de la maison d'Haguenau, face Sud-Est modélisée dans Sketchup - TRNSYS3D

TRNBuild permet alors de définir les scénarios d'occupations et de chauffage, les compositions de paroi, les apports internes ou les scénarios de ventilation. Ces données

sont rassemblées en Annexe F Paramètres d'entrée du modèle TRNSYS.

La simulation numérique du bâtiment à Haguenau est présentée sur la Figure 4.3. La modularité de TRNSYS permet de fournir des entrées spécifiques à la simulation mais aussi de calculer en direct des indicateurs issus des résultats. Dans notre cas d'application, la simulation est assez basique. On retrouve seulement trois modules principaux : le bâtiment (Buildings - au centre), les données météo (Weather - en haut à gauche) et le sol (Type 77 - en bas à gauche).

Le couplage, abordé dans la section suivante, est réalisé grâce à un fichier d'entrée de température d'air soufflé dans le bâtiment (flèche bleue sur la Figure 4.3).

La partie à droite est dévolue au traitement des sorties et notamment aux calculs d'indicateurs de confort qui seront étudiés (calculs d'indicateurs, écriture et tracé des résultats, ...).

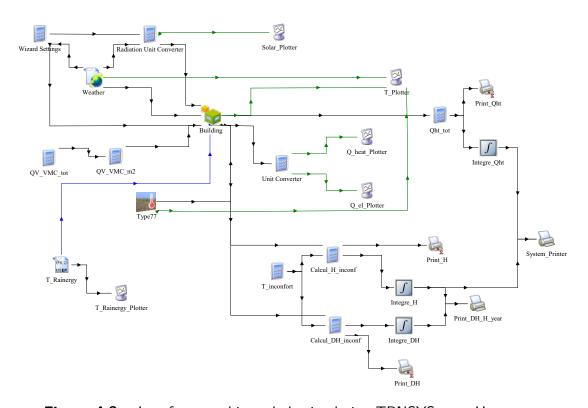


Figure 4.3 – Interface graphique de la simulation TRNSYS pour Haguenau.

Une section entière pourrait être consacrée au confort des occupants à l'intérieur des bâtiments. Nous nous contenterons ici d'un rapide résumé. Le confort dépend d'un nombre de facteurs :

- Température d'air
- Température des parois
- Vitesse de l'air
- Humidité ambiante

Habillement et activité des occupants

De plus, l'évaluation du confort dans une pièce est toute personnelle et dépend des mécanismes de régulation du corps de chaque personne.

Pour prendre en compte cette variabilité, des études statistiques ont permis de définir deux indicateurs : la PMV et la PPD (*Predicted Mean Vote* et *Predicted Percentage Dissatusfied*). La PPD caractérise le pourcentage de personnes insatisfaites d'une ambiance à partir de la PMV qui caractérise la sensation de confort. Par exemple, une PMV de 0 indique un confort optimal et correspond à une PPD de 5%. Dans les bâtiments, on vise en général une PPD de 10%. La PMV est déduite des six facteurs présentés précédemment.

On peut encore citer la SET (Standard Effective Temperature) qui est une température équivalente calculée également à partir des six paramètres. Cette SET est alors comparée à des plages de température qui définissent une zone thermique confortable.

Pour cette étude, l'indicateur DH simplifié a été choisi pour caractériser exclusivement le confort estival des occupants. Cet indicateur est le même que celui présenté dans le Chapitre 2, **3.5.2 Températures du bâtiment** :

$$DH_{simple} = \sum_{h}^{h} T_{op} - T_{confort} \tag{4.1}$$

Le degré-heure [°C.h] est, pour rappel, un indicateur présent dans la réglementation thermique française RE2020. Il est calculé en sommant sur l'année la différence entre une température de confort et la température opérative de la pièce.

Dans notre cas, la température de confort sera prise constante et égale à 26°C ou 28°C, on parlera alors de DH26 ou DH28. La température de confort initiale pour la RE2020 est de 26°C, mais celle-ci croît lors des périodes de chaleur prolongées pour tenir compte de notre confort adaptatif. Ainsi, nos hypothèses sont plutôt conservatrices lors de longues périodes de chaleur.

Dans la réglementation, le seuil bas est défini à 350 °C.h. et un seuil haut à 1 250 °C.h. En dessous du seuil bas, le bâtiment est considéré conforme et confortable. Au dessus du seuil haut, le bâtiment est inconfortable et non conforme. Entre les deux seuils, le bâtiment est conforme mais inconfortable et des consommations énergétiques d'une climatisation susceptible d'être installée par la suite doivent être comptabilisées (source : https://www.ffbatiment.fr).

1.2 Couplage du modèle SED avec le modèle Rainergy

Rainergy est relié au bâtiment via la ventilation. Dans le cas de Haguenau, l'échangeur est situé en amont du caisson de la ventilation double-flux. Ainsi, l'air entrant dans le bâtiment est de l'air extérieur, tandis que l'air sortant entre dans le bâtiment en passant au préalable par le caisson. On précise alors que l'échangeur de la VMC double-flux est by-passé.

Dans ce cas particulier, le bâtiment n'influe en rien sur Rainergy. La sortie du modèle (à savoir la température d'air soufflé) peut simplement être transmise en entrée du modèle de bâtiment en tant que température d'entrée du système de ventilation. On parle alors de couplage faible (Figure 4.4).

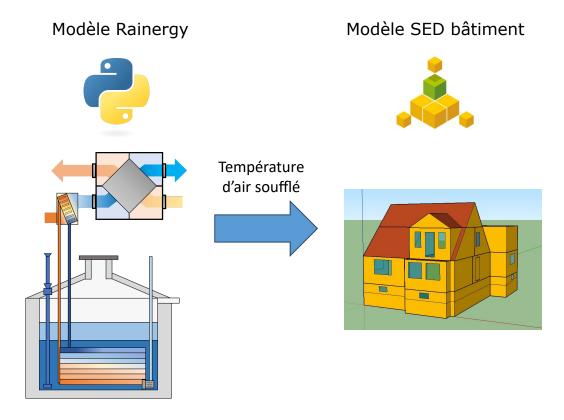


Figure 4.4 – Couplage faible mis en place pour la configuration où Rainergy est situé en amont de la VMC.

Cependant, il est aussi possible d'envisager d'installer Rainergy en aval du caisson de la ventilation double-flux. Dans ce cas, la température d'air en entrée de l'échangeur air-eau ne serait plus la température extérieure mais la température de sortie de l'échangeur de la double flux, qui cette fois ne serait plus by-passé. En effet, l'air extrait du bâtiment sert à pré-refroidir l'air extérieur avant d'être traité par Rainergy. Dans ce cas les puissances produites par Rainergy seront plus faibles (les écarts de température entre la température d'air et la température d'eau seront plus faibles), mais la réserve d'énergie de la cuve sera préservée plus longtemps, ce qui permettra une meilleure production de rafraîchissement de l'ensemble du système (VMC + Rainergy) sur la saison.

Dans ce cas, la température extérieure mais aussi la température d'air rejeté du bâtiment et l'efficacité de l'échangeur de la VMC vont déterminer la température d'entrée de l'échangeur air-eau. Or, la température d'air rejeté dépend de la température du bâtiment et donc de la température d'air soufflé. Les deux températures sont liées, on parle de couplage fort, voir Figure 4.5.

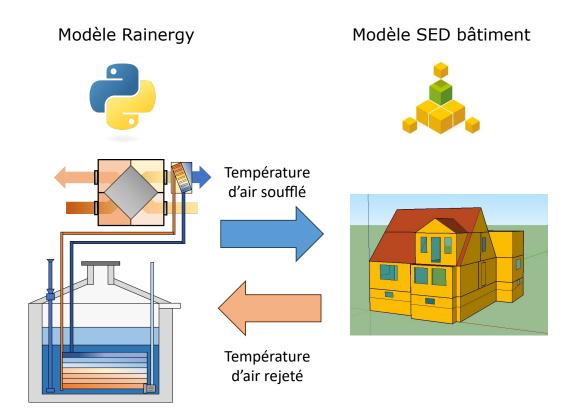


Figure 4.5 – Couplage fort qui doit être mis en place pour la configuration où Rainergy est situé en aval de la VMC.

Dans notre étude, s'agissant de comparer le confort pour l'installation à Haguenau, où Rainergy est située en amont de la VMC, un couplage faible est suffisant car les températures dans l'échangeur ne sont pas influencées par les températures du bâtiments. Une simulation annuelle avec le fichier météo commun est réalisée avec le modèle Rainergy. Un fichier .txt contenant les températures d'air soufflé est ensuite passé en entrée du modèle de bâtiment en tant que température d'air en entrée du système de ventilation.

Cependant, il est aussi intéressant de caractériser la différence en terme de performances globales lorsque que le système est placé en aval de la VMC. Trois pistes peuvent être alors explorées pour réaliser le couplage fort nécessaire.

Une première solution consiste à établir ce couplage au sens strict via un Type TRNSYS qui pilote le programme Python. Le type 3157, proposé par [Bernier et al., 2022], par exemple, permet la communication entre Fortran et Python au moyen d'une interface en C (CFFI *C-Foreign Fonction Interface*). Ce type est plus approprié que le Type 169 initialement proposé qui ne supporte pas les bibliothèques classiques Python (comme numpy ou pandas).

La seconde option consiste à laisser le pilotage de la simulation du côté Python, en appelant le modèle TRNSYS. La bibliothèque pytrnsys est spécialement dédiée à ces applications. Il est cependant nécessaire de tester sa compatibilité avec le Type 56.

Enfin, la solution probablement la moins élégante et la plus gourmande en temps de calcul, mais la plus simple à mettre en place est de simuler le bâtiment durant une année dans TRNSYS (comme si Rainergy n'intervenait pas). La température de sortie de la VMC est ensuite fournie en entrée du modèle Rainergy. Après une simulation annuelle côté Rainergy, on fournit cette fois en entrée de TRNSYS la température d'air soufflé qui impacte la température du bâtiment et donc la température d'air rejeté. On itère ensuite le processus "à la main" jusqu'à convergence. En pratique, cette convergence intervient assez rapidement surtout dans le cas de faibles puissances, comme ici. La convergence est atteinte lorsque la température de sortie de la VMC dans TRNSYS ne varie plus.

C'est cette solution qui a été mise en œuvre, eu égard aux contraintes temporelles inhérentes à la thèse, en attendant de réaliser un vrai couplage, notamment avec le Type 3157.

1.3 Résultats sur le confort à l'intérieur des bâtiments

Les simulations ont été réalisées pour la configuration de Haguenau (modèle de cuve, type de sol, ...) avec un fichier météo TMY2 de Strasbourg issu du logiciel Meteonorm pour l'année 2020. Une projection pour l'année 2100 a également été réalisée avec un fichier basé sur le scénario A2 du quatrième rapport du GIEC [Schlömer et al., 2014]. Ce scénario correspond à l'actuel scénario RCP8.5, le plus pessimiste et qui prolonge la courbe d'émission de CO₂ actuelle.

La comparaison des deux fichiers météo est présentée Table 4.1. Les DJU_{froid} sont calculés par méthode "météo" (soit l'intégrale des écarts positifs entre l'extérieur et l'intérieur – en opposition à la méthode "COSTIC") et n'ont que vocation à caractériser la rigueur estivale.

Année	T_{moy}	$T_{moy, \text{\'e}t\acute{e}}$	T_{max}	$H_{>26\check{\mathrm{r}}C}$	DJU_{froid}	Precip.
	[°C]	[°C]	[°C]		,	[mm]
2021	11.2	19.1	34.2	1449	223	619
2100	13.7	22.3	37.9	4876	568	531

Table 4.1 – Comparaison des deux fichiers météo 2021 et 2100.

Le bâtiment sans technologie de rafraîchissement fait office de cas de base. Trois variantes ont ensuite été testées : avec Rainergy comme seul moyen de rafraîchissement passif, une variante avec exclusivement du *freecooling* (ouverture de fenêtre en période nocturne) et une variante combinant les deux techniques.

Le freecooling a été modélisé par un scénario de ventilation de 10 vol/h activé lorsque la température extérieure est inférieure à la température intérieure.

Ces quatre simulations ont été entreprises pour les deux années sélectionnées et pour les deux types de raccordement de Rainergy (amont et aval de la VMC).

Des scénarios d'occultation ont également été ajoutés pour la gestion des apports solaires.

1.3.1 Rainergy en amont de la VMC double-flux

Comme ce cas simule la configuration en place à Haguenau, un fonctionnement continu durant une plage de fonctionnement calendaire définie ici du 14 mai au 15 septembre. La température d'air en sortie de Rainergy est directement injectée dans le bâtiment par la ventilation.

Les résultats des simulations sont présentés Figure 4.6. Le terme Rainergy a été abrégé par "R" et *freecooling* par "FC". Une sélection de pièces a été réalisée pour donner une représentation spatiale du bâtiment la plus large possible.

- Chambre RDC : correspond à la chambre parentale, située au Nord-Est.
- Salon RDC : correspond au salon, situé plutôt au centre du bâtiment et donnant sur le séjour.
- RDC séjour : correspond au séjour, situé dans l'extension et exposé plein sud.
- Chambre R1 NO : correspond à une chambre située au Nord-Ouest, avec balcon.
- Chambre R1 SE : correspond à une chambre située au Sud-Est, dans la partie existante.

Pour rappel, les plans du bâtiment sont disponibles en Annexe **A Plans des bâtiments à Haguenau et Eschbourg**.

Strasbourg	sans R	sans FC	sans R	avec FC	avec R	sans FC	avec R	avec FC
DH [°C.h] (>26°C)	2020	2100	2020	2100	2020	2100	2020	2100
Chambre RDC	4781	12501	56	1379	8	738	0	64
Salon RDC	3408	11319	0	967	0	368	0	11
RDC séjour	7254	16644	356	3209	538	3305	3	655
Chambre R1 NO	5234	13608	104	1800	57	1500	0	167
Chambre R1 SE	3145	11131	0	856	0	111	0	1
DH [°C.h] (>28°C)	2020	2100	2020	2100	2020	2100	2020	2100
Chambre RDC	1298	7662	0	342	0	29	0	0
Salon RDC	559	6598	0	189	0	2	0	0
RDC séjour	2941	10972	9	1173	10	836	0	71
Chambre R1 NO	1590	8616	2	512	0	159	0	5
Chambre R1 SE	486	6471	0	136	0	0	0	0

Figure 4.6 – Résultats de la simulation TRNSYS pour Rainergy en amont de la VMC.

Les résultats (en rouge un bâtiment inconfortable, en orange inconfortable mais conforme, en vert conforme et confortable) montrent premièrement que le bâtiment n'est pas confortable sans stratégie de rafraîchissement en 2020. Il est, pourrait-on dire, "invivable" en 2100.

Le freecooling permet d'assurer un bon confort dans quasiment toutes les pièces en 2020 mais n'est plus efficace en 2100 même en considérant un indicateur DH28. Rainergy s'en sort légèrement mieux que le freecooling, notamment en 2100 pour le DH28, où seul le séjour plein sud est inconfortable. Cependant, il est clair que Rainergy seul ne permettra pas d'assurer un confort optimal (DH26) dans les bâtiments à la lumière d'un réchauffement climatique.

En combinant le *freecooling* et Rainergy, le confort dans le bâtiment est assuré pour tous les cas, sauf dans l'extension où un léger inconfort apparaît pour le DH26.

Il est donc possible de conclure que Rainergy apporte un confort certain aux occupants. Il est cependant important de noter qu'il ne se substitue pas à un système actif et qu'une bonne gestion du bâtiment par les occupants (occultation et surventilation) est une condition nécessaire pour assurer leur confort.

Il est possible de comparer les valeurs de la simulation aux valeurs relevées lors de la campagne expérimentale, **3.5.2 Températures du bâtiment**.

	Chambre	Salon	Cuisine
DH26 2022 [°C.h]	34.5	0.8	91.9
DH26 2023 [°C.h]	16.6	1.1	37.7

Table 4.2 – DH26 pour les 3 températures du bâtiment pour les années 2022 et 2023 - Haguenau.

Les DH26 ont pu être analysés pour les années 2022 et 2023 pour une chambre du R+1 au Nord, le salon et la cuisine, ouverte et adjacente au séjour. Cette dernière peut être un indicateur cohérent pris pour le séjour.

Pour les deux années, les DH26 sont nuls au salon ce qui est en accord avec la simulation (variante avec Rainergy et sans *freecooling*). Dans la chambre, les quelques dizaines de DH26 sont également cohérents avec la simulation. Au séjour, par contre, il semble que la simulation surestime l'inconfort. Cependant, le gestion du bâtiment par occupants dans la réalité se situe probablement quelque part entre le scénario de *freecooling* idéal modélisé (qui s'active dès lors qu'il est avantageux d'aérer) et l'absence d'ouverture de fenêtre. De plus, le séjour est tout de même plus exposé aux apports solaires que la cuisine.

1.3.2 Rainergy en aval de la VMC double-flux

Dans ce second cas, une VMC a été modélisée avec une efficacité de 80%. Celle-ci est by-passée si T_{ext} (ou T_{Rainergy}) $< T_{\text{int}}$ hors période de chauffage pour éviter de réchauffer l'air en entrée de Rainergy. Une autre régulation a été employée : Rainergy est mis en route seulement si la température d'eau de la cuve est inférieure à la température d'air en entrée de l'échangeur.

Une section spécifique est consacrée à la comparaison des deux modes de régulation, voir 2.4 La régulation : en mode continu ou une régulation sur la température extérieure ?.

Les résultats sont présentés dans la Figure 4.7. La convergence a été atteinte en quatre itérations pour les résultats en 2100 et trois itérations pour les résultats en 2021. Le critère de convergence appliqué consiste à vérifier l'évolution des DHs. De l'itération 3 à 4, ces derniers varient d'environ 1% pour les grandes valeurs et de quelques unités en absolu pour les petites valeurs.

Strasbourg	sans R	sans FC	sans R	avec FC	avec R	sans FC	avec R	avec FC
DH [°C.h] (>26°C)	2020	2100	2020	2100	2020	2100	2020	2100
Chambre RDC	4781	12501	56	1379	2	683	0	51
Salon RDC	3408	11319	0	967	0	375	0	7
RDC séjour	7254	16644	356	3209	320	3327	5	604
Chambre R1 NO	5234	13608	104	1800	27	1473	0	146
Chambre R1 SE	3145	11131	0	856	0	93	0	0
DH [°C.h] (>28°C)	2020	2100	2020	2100	2020	2100	2020	2100
Chambre RDC	1298	7662	0	342	0	23	0	0
Salon RDC	559	6598	0	189	0	1	0	0
RDC séjour	2941	10972	9	1173	3	849	0	57
Chambre R1 NO	1590	8616	2	512	0	140	0	3
Chambre R1 SE	486	6471	0	136	0	0	0	0

Figure 4.7 – Résultats de la simulation TRNSYS pour Rainergy en aval de la VMC.

Le nombre de degré-heure d'inconfort est très similaire dans l'un et l'autre cas, notamment pour ce qui est des DH28. On ne remarque pas d'impact sur le confort des occupants dans le bâtiment. Des écarts de quelques pourcents ($sim~10~{\rm DH}$ sur des valeurs autour de 100 DH) sont observés pour les DH26 mais la pièce ne change pas de catégorie de confort. Une exception peut être notée : en 2020, lorsque Rainergy fonctionne seul, il y a tout de même 200 DH26 d'écart en faveur d'une installation post-VMC.

Ces résultats sont assez cohérents avec le fait que dans un cas comme dans l'autre, la température finale de soufflage est issue de l'échangeur air-eau de Rainergy.

Lorsque Rainergy est installé en aval de la VMC, une partie du refroidissement de la température extérieure avant le soufflage est réalisée par la VMC double-flux. Ainsi, Rainergy a moins de potentiel de rafraîchissement (la température en entrée du système est plus basse). Cette constatation se traduit pour les variantes en 2020, où Rainergy produit près de 100 kWh de plus lorsqu'il est placé en amont (Table 4.3). En 2100, les trois variantes sont quasiment équivalentes en terme de production.

Variantes	$E_{produite}$
	[kWh]
2020 Pré-VMC	548
2020 Post-VMC sans FC	458
2020 Post-VMC avec FC	485
2100 Pré-VMC	645
2100 Post-VMC sans FC	610
2100 Post-VMC avec FC	670

Table 4.3 – Variation de l'énergie produite en fonction des différentes variantes.

Ainsi, une installation de Rainergy post-VMC a des performances équivalentes par rapport à une installation pré-VMC en termes de rafraîchissement.

Une installation pré-VMC peut s'avérer plus intéressante notamment du fait de la possibilité d'utiliser l'échangeur en tant que batterie de préchauffage en hiver (pour le dégivrage par exemple).

Il pourrait être intéressant d'envisager également deux échangeurs, à la fois en amont et en aval de la VMC pour permettre les deux modes de fonctionnement, voire d'ajouter un échangeur adiabatique, notamment pour la fin de saison où la température de la cuve est plus chaude et ne permet plus un rafraîchissement suffisant.

2 Conditions de fonctionnement, Rainergy pour tous les climats et en tout lieu?

2.1 Un tour d'horizon de la France aujourd'hui...

Il est nécessaire d'explorer les performances de Rainergy lorsque le système est confronté à plusieurs climats. S'agissant d'un système passif, ses performances vont grandement dépendre des sources dans laquelle il puise et rejette la chaleur, dans notre cas l'air extérieur ambiant et le sol. La température de ce dernier dépend également des variations climatiques. Ainsi, le climat dans lequel Rainergy évolue influence ces performances en stressant plus ou moins intensément et plus ou moins longtemps le système.

La France est un pays qui présente une variabilité climatique assez singulière. S'il s'agit évidemment d'un pays tempéré, on peut trouver des climats océaniques, continentaux mais également de montagne et méditerranéens.

Dans les réglementations thermiques françaises, cette diversité climatique a été modélisée en définissant trois grandes zones (H1, H2, H3) qui prennent plutôt en compte la rigueur climatique hivernale (H1 est la zone avec les températures les plus froides). Pour tenir compte également des températures estivales, des sous-zones sont définies (labelées a,b,c ou d). Il y a donc sept zones, soit sept villes qui ont été choisies pour représenter les différentes zones climatiques françaises :

- Strasbourg, pour la zone H1b
- Trappes, pour la zone H1a
- Mâcon, pour la zone H1c
- Rennes, pour la zone H2a
- La Rochelle, pour la zone H2b
- Agen, pour la zone H2c
- Carpentras, pour la zone H2d
- Nice, pour la zone H3

L'outil "Drias les futurs du climat" (https://www.drias-climat.fr) a été utilisé pour visualiser des données de climatologie en se concentrant notamment sur les températures estivales moyennes (Figure 4.8) ou le nombre de jours secs consécutifs (Figure 4.9). Il est assez évident que Nice et Carpentras dénotent avec un climat plus chaud et plus sec que les autres villes.

Cependant, l'analyse des fichiers météo utilisés dans les simulations (dont les principales données sont résumées Figure 4.10) montre par exemple que, certes Nice est une ville qui peut être soumise à de longues périodes de sécheresse, cependant sa pluviométrie est tout de même élevée comparées aux autres villes.



Température moyenne [°C] pour le Jeu de données de référence Période de référence (1976-2005) – Moyenne Estivale Produit multi-modèles de DRIAS – 2020 : 95e centile de l'ensemble

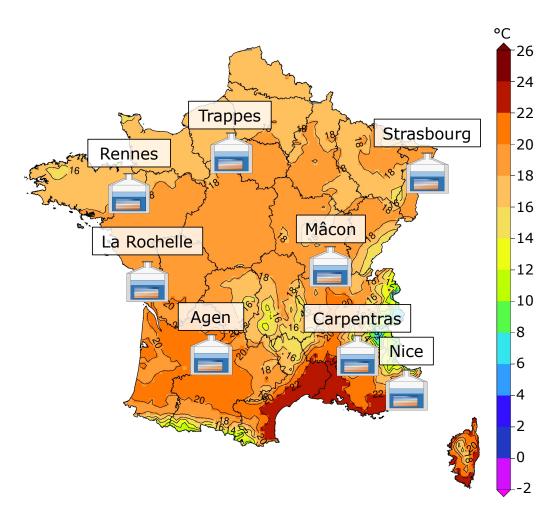


Figure 4.8 – Localisations testées et intégrées dans le climat actuel (température estivale moyenne).

• Orias

Nombre maximum de jours secs consécutifs pour le Jeu de données de référence Période de référence (1976-2005) – Moyenne Estivale Produit multi-modèles de DRIAS – 2020 : 95e centile de l'ensemble

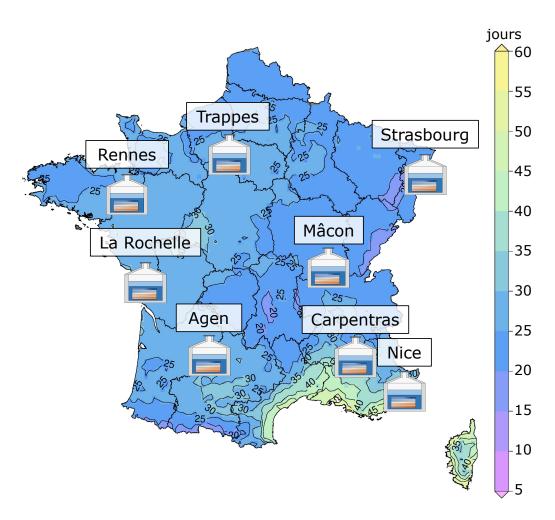


Figure 4.9 — Localisations testées et intégrées dans le climat actuel (nombre de jours secs consécutifs).

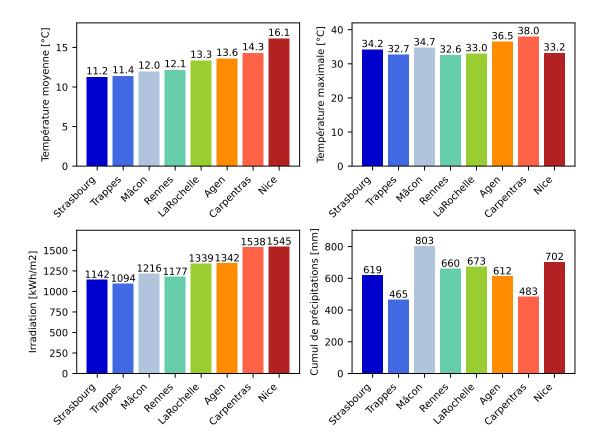


Figure 4.10 – Données des fichiers météo utilisés pour les différents emplacements.

Les simulations ont été entreprises pour le même type de cuve qu'utilisé à Haguenau, à savoir un volume de stockage de $11~\text{m}^3$ pour une hauteur de 3~m et un diamètre de 2.5~m. Le type de sol est également le même pour toutes les localisations et identique à celui utilisé pour la validation à Haguenau ($\lambda_{sol}=2.25~\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$). La régulation est tout aussi identique avec une mise en route le 14~mai et un arrêt du système le 14~septembre, tout en gardant la possibilité de préchauffage en hiver lorsque la température extérieure descend sous les 0.2~°C.

Des scénarios de puisage ont été déterminés sur base des chiffres 2023 de l'ADEME pour la consommation d'eau journalière d'une personne (source : https://agirpourlatransi tion.ademe.fr). Une personne consomme en moyenne 148 L d'eau par jour, avec la répartition suivante :

- 39 % pour l'hygiène corporelle
- 20 % pour la chasse d'eau des WC, soit presque 30L
- 22 % pour le lavage du linge et de la vaisselle
- 6 % pour la cuisine
- 6 % pour le lavage de la voiture ou l'arrosage du jardin, soit près de 9L
- 1 % seulement pour boire

Le puisage pour le jardin a été réparti sur une heure le soir de 20h à 21h, tandis que

le puisage pour les toilettes a été fixé durant une heure le matin de 7h à 8h et le soir de 18h à 19h.

Les résultats sont présentés dans le Table 4.4.

Site	P_{moy}	P_{max}	E_{prod}	$T_{surf_{max}}$	$T_{fond_{max}}$
[m]	[W]	[W]	[kWh]	[°C]	[°C]
		Année	2021		
Strasbourg	286	850	548	21.8	19.8
Trappes	273	970	481	21.6	20.0
Mâcon	264	918	521	22.2	20.1
Rennes	238	858	428	20.9	18.9
La Rochelle	200	821	399	22.0	20.0
Agen	296	935	547	24.1	21.9
Carpentras	320	980	609	25.1	23.0
Nice	207	670	469	25.8	23.8

Table 4.4 – Variation des puissances moyennes et maximales, énergie produite et température de l'eau de la cuve en fonction des différents emplacements.

Il ressort de ces résultats que la production de Rainergy n'est pas uniforme et constante sur le territoire. Entre La Rochelle et Carpentras, elle peut être multipliée par 1,5. Strasbourg, d'une façon peu intuitive (des précipitations assez faibles, une température moyenne faible également), est un emplacement favorable pour la production de Rainergy.

Carpentras bénéficie de la plus forte production, ce qui semble plutôt cohérent du fait de son climat relativement chaud. Nice se classe cependant assez bas en terme de production alors qu'il sagit de la ville la plus chaude en moyenne (sur l'année et l'été).

Il est difficile d'établir de réelles corrélations avec les données climatiques, surtout compte tenu du faible ensemble de données. Il semble toutefois que la température extérieure moyenne ou les précipitations ne permettent pas de déterminer facilement un ordre de grandeur de production. *A contrario*, la température extérieure maximale semble guider le potentiel de rafraîchissement de Rainergy (Figure 4.11). Cependant, s'agissant d'un phénomène ponctuel, il semble peu probable qu'une corrélation puisse en être tirée. Les DJU froid (méthode "météo") pourraient également sembler pertinents mais le cas de Nice reste tout de même en question.

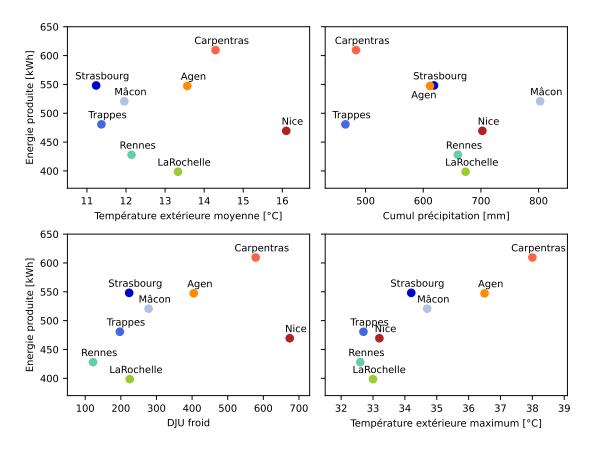


Figure 4.11 – Variation de la production de Rainergy en fonction de divers indicateurs climatiques.

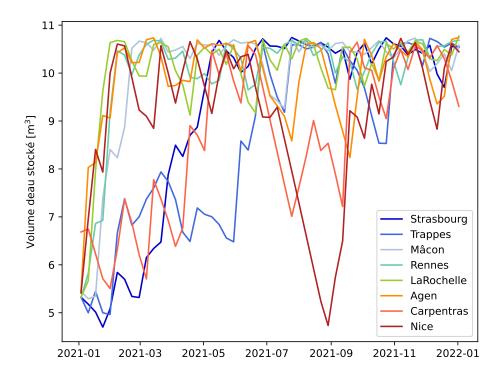


Figure 4.12 – Variation hebdomadaire du volume stocké dans Rainergy.

Les précipitations sont des phénomènes ponctuels, une attention doit donc être portée à ce phénomène à une échelle plus fine qu'un cumul annuel. La Figure 4.9 montre notamment que Nice et Carpentras peuvent être confrontés à des sécheresses d'une trentaine de jours sans discontinuité. Les périodes sans précipitations vont notamment avoir un impact sur le volume d'eau stocké dans la cuve qui va décroître.

La Figure 4.12 montre l'évolution du niveau d'eau dans les cuves pour tous les sites. On remarque que, pour les sites de Nice et Carpentras, le niveau descend de façon assez marquée en été. Cette baisse de niveau pourrait avoir une influence sur la production de Rainergy à Nice. Cependant, la production à Carpentras semble moins affectée. Une étude de l'influence du niveau d'eau stockée devra être menée pour écarter cette hypothèse, voir **3 Rainergy et la disponibilité de la ressource en eau**.

2.2 ... Et qu'en sera-t-il demain?

Rainergy est un système passif qui a pour objectif de rendre les bâtiments plus résilients face au changement climatique. Les périodes caniculaires sont amenées à s'allonger et s'intensifier [Masson-Delmotte *et al.*, 2021]. Il est donc essentiel d'analyser l'évolution des performances de Rainergy sous ce prisme.

Le changement climatique affectera les régions du monde et françaises d'une façon différenciée. Si une hausse globale des températures est prévue, cette hausse ne sera pas aussi intense partout. Concernant les précipitations, certaines régions de France seront confrontées à une baisse du total des précipitations, d'autres à une hausse.

Comme présenté dans la section précédente, à Haguenau, Rainergy, associé à une bonne gestion du bâtiment, permet de maintenir un niveau de confort acceptable dans les bâtiments, même dans un climat 2100. Il est alors intéressant de vérifier quelle sera la tendance de production pour les autres sites que nous avons déjà analysés.

La réalisation de nouvelles simulations dans des climats plus stressants pour Rainergy pourrait également infirmer ou confirmer les tendances observées dans le précédent paragraphe et ainsi aider à établir des tendances de productions plus globales.

Les projections climatiques pour 2100 via l'outils DRIAS sont présentées dans les Figures 4.13 et 4.14 pour le scénario RCP 4.5 du GIEC. Les températures estivales moyennes atteindront 20 à 22 $^{\circ}$ C dans la partie nord du pays, soit une augmentation de 4 à 6 $^{\circ}$ C. La partie sud sera confrontée à des températures moyennes "flirtant" avec les 26 $^{\circ}$ C.

Le nombre maximum de jours secs consécutifs devrait augmenter d'environ cinq jours pour la partie Nord de la France et plutôt 10 jours pour le bassin méditerranéen.

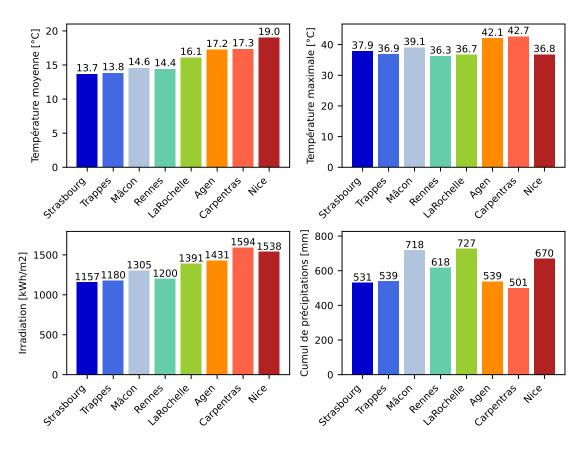


Figure 4.15 – Données des fichiers météo 2100 utilisés pour les différents emplacements.

Les fichiers météos utilisés pour les simulations sont issus de Meteonorm et basés sur le scénario A2 du GIEC [Schlömer et al., 2014]. Une comparaison entre le climat 2020 et 2100 est proposée Table 4.5. Les hausses de températures moyennes sont légèrement



Température moyenne [°C]

pour le RCP4.5 : Scénario avec un politique climatique visant à stabiliser les

concentrations en CO2

Horizon lointain (2071-2100) – Moyenne estivale

Produit multi-modèles de DRIAS – 2020 : 95e centile de l'ensemble

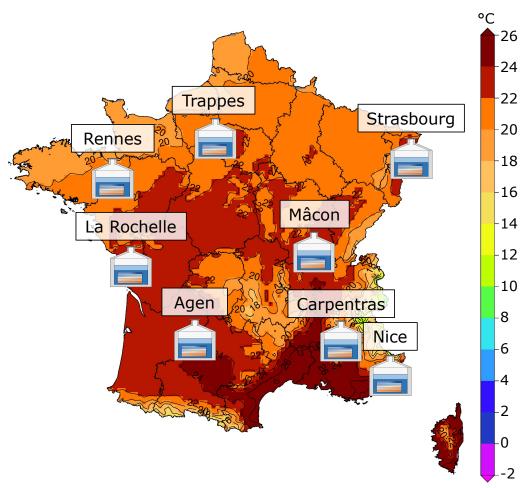


Figure 4.13 – Localisations testées et intégrées dans le climat 2100 (température estivale moyenne).



Nombre maximum de jours secs consécutifs

pour le RCP4.5 : Scénario avec un politique climatique visant à stabiliser les concentrations en CO2

Horizon lointain (2071-2100) - Moyenne estivale

Produit multi-modèles de DRIAS – 2020 : 95e centile de l'ensemble

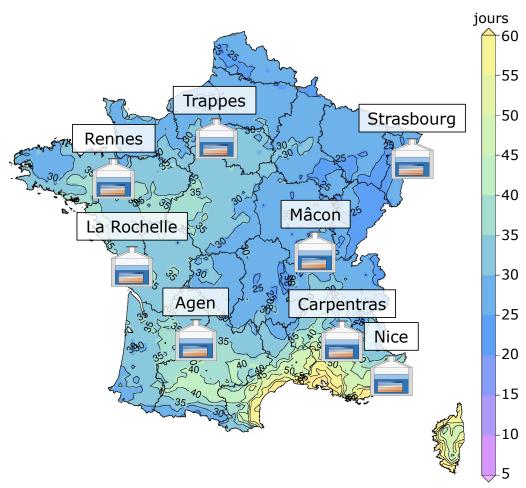


Figure 4.14 — Localisations testées et intégrées dans le climat 2100 (nombre de jours secs consécutifs).

plus marquées dans le sud de la France, mais les températures extrêmes augmentent aussi de façon marquée à Trappes ou Mâcon. Les écarts de précipitations sont assez disparates.

	$T_{ext_{moy}}$	$T_{ext_{max}}$	Irr.	Précip.	Précip.
	[°C]	[°C]	[%]	[mm]	[%]
Strasbourg	+2,5	+3,7	+1%	-88	-14%
Trappes	+2,4	+4,2	+8%	+74	+16%
Mâcon	+2,6	+4,4	+7%	-85	-11%
Rennes	+2,3	+3,7	+3%	-42	-6%
La Rochelle	+2,8	+3,7	+4%	+54	+8%
Agen	+3,6	+5,6	+7%	-73	-12%
Carpentras	+3,0	+4,7	+4%	+18	+4%
Nice	+2,9	+3,6	-0%	-32	-5%

Table 4.5 – Écarts entre les fichiers météos 2021 et 2100.

Les hypothèses de simulation sont, pour le reste, identiques aux hypothèses précédentes. Les résultats sont résumés dans le Table 4.6.

Site	P_{moy}	P_{max}	E_{prod}	$T_{surf_{max}}$	$T_{fond_{max}}$	
[m]	[W]	[W]	[kWh]	[°C]	[°C]	
Année 2100						
Strasbourg	315	896	645	25.5	23.8	
			(+18%)	(+3.7)	(+4.0)	
Trappes	266	932	521	25.5	23.1	
			(+8%)	(+3.9)	(+3.1)	
Mâcon	293	979	613	27.0	24.6	
			(+18%)	(+4.8)	(+4.6)	
Rennes	271	941	531	24.3	22.8	
			(+24%)	(+4.4)	(+3.9)	
La Rochelle	234	883	506	26.6	24.0	
			(+27%)	(+4.6)	(+4.0)	
Agen	320	1051	672	29.1	26.3	
			(+23%)	(+5.0)	(+4.4)	
Carpentras	334	981	656	29.5	28.6	
			(+8%)	(+4.4)	(+5.3)	
Nice	214	698	538	29.2	26.7	
			(+15%)	(+3.4)	(+2.9)	

Table 4.6 – Variation des puissances moyennes et maximales, énergie produite et température de l'eau de la cuve en fonction des différents emplacements pour un climat 2100 et comparaison au climat 2021.

Les résultats montrent une augmentation générale de la production de Rainergy, ce qui est positif. Le "classement" des villes les plus productrices n'est pas vraiment bouleversé mais on constate que Carpentras est détrônée par Agen (dont la hausse de température est la plus marquée) et que deux "groupes" se dégagent. Les quatre premières villes produisent entre 613 et 672 kWh, les quatre dernières entre 506 et 538 kWh. On peut s'interroger sur les raisons de cet écart de 80 kWh.

Les hausses de la température à la surface et au fond de l'eau suivent quasiment les hausses des températures maximales des sites (de +3 à +5 °C). Malgré cela, la production ne s'est pas stabilisée ou effondrée.

Un nombre plus important de données peut permettre de valider ou d'infirmer les tendances soulevées précédemment, Figure 4.11. Les mêmes indicateurs ont été repris Figure 4.16.

L'énergie produite n'est pas corrélée avec la température extérieure moyenne ou le cumul de précipitation. Les DJU froids ne sont pas non plus un indicateur fiable pour estimer la production. La température maximale au contraire, semble varier linéairement avec la production. Cependant, on peut s'interroger sur la corrélation entre un phénomène ponctuel et la production qui est faite tout au long d'une saison.

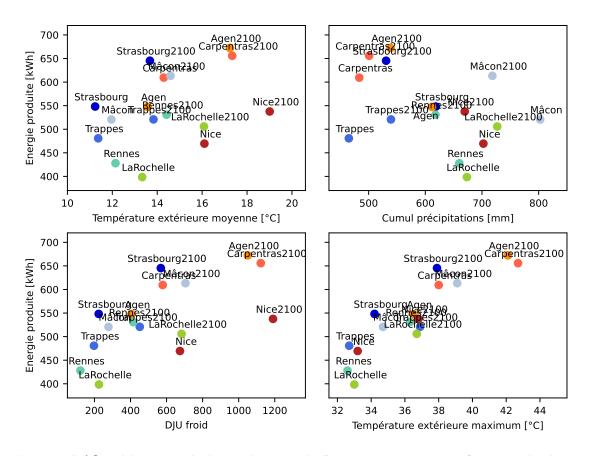


Figure 4.16 – Variation de la production de Rainergy en 2100 en fonction de divers indicateurs climatiques.

S'il semble qu'il existe une relation linéaire de la forme y=ax+b entre la température extérieure maximale et la production, elle n'est physiquement pas possible. Tout d'abord, on peut s'interroger sur la pertinence de prendre un indicateur ponctuel pour décrire une grandeur qui est calculée sur l'ensemble d'une saison. Cependant, compte tenu de l'absence de meilleures solutions, et au vu de l'observation bien réelle de la corrélation sur 16 simulations, cette première approche peut être satisfaisante, tant qu'est gardé à l'esprit l'argument sus-cité.

Ensuite, d'un point de vue mathématique strict, la production est nécessairement bornée par un plateau haut et un plateau bas. La fonction mathématique qui pourrait bien modéliser ce phénomène est une fonction sigmoïde, aussi appelée courbe en "S", de la forme $y=\frac{b}{1+e^{a-(x-x_0)}}$. b est alors la valeur de l'asymptote supérieure, a la pente et x_0 le point d'inflexion.

La Figure 4.17 présente l'évolution de la production en fonction de la température extérieure maximale ainsi que les modèles testés. Les deux courbes de tendance sont assez équivalentes.

Les paramètres des courbes sont trouvés par la méthode des moindres carrés. Les deux modèles sont comparés dans le Table 4.7. L'erreur calculée est l'erreur quadratique moyenne normalisée. Les deux modèles sont équivalents mais la physique, et même l'erreur (malgré un gain très faible), recommandent d'utiliser plutôt le modèle de courbe en "S". De plus, le coefficient de détermination \mathbb{R}^2 , qui permet de mesurer la qualité d'une régression linéaire (et donc non employé pour la sigmoïde), est de 0.8. Un coefficient de 0.9 offrirait une meilleure garantie de précision.

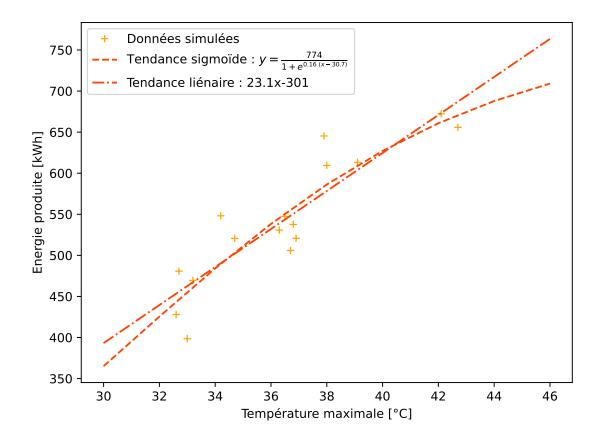


Figure 4.17 – Variation de la production de Rainergy en fonction de la température extérieure maximale.

Tendance	a	b	x_0	Erreur	R^2
				[%]	
Linéaire	23.14	-301	-	6.3%	0.8
Sigmoïde	0.16	774	30.7	6.1%	-

Table 4.7 – Paramètres des deux modèles et leurs erreurs associées.

L'analyse des données météo de Carpentras et Nice en 2020 montre notamment un écart important de température journalière à Carpentras alors que cet écart est faible pour Nice. Les températures à La Rochelle ou Rennes sont également stables et variables à Strasbourg ou Agen.

Une double régression linéaire a donc été entreprise entre la température extérieure maximale et l'écart journalier estival moyen, voir Figure 4.18. L'équation de plan est de la forme :

$$E_{prod} = a \ \Delta T_{j,\text{\'e}t\acute{e}} + b \ T_{max} + c \tag{4.2}$$

Les paramètres trouvés, toujours par la méthode des moindres carrés, sont présentés dans le Table 4.8.

Tendance	a	b	c	Erreur	R^2
				[%]	
Bi-linéaire	11.87	18.73	-256	5.2%	0.87

Table 4.8 – Paramètres du modèle bilinéaire et son erreur associée.

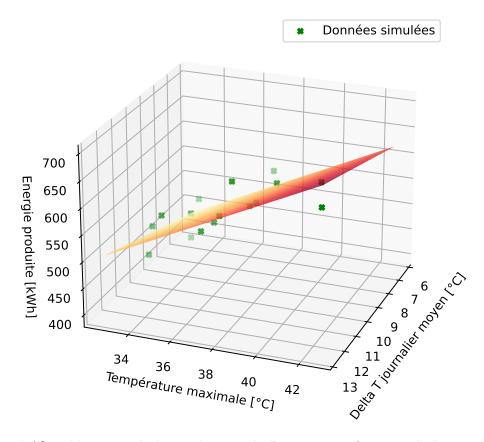


Figure 4.18 – Variation de la production de Rainergy en fonction de la température extérieure maximale et de l'amplitude de température journalière estivale moyenne.

Ce modèle est légèrement plus précis que les deux modèles précédents, avec une erreur approchant les 5%. Son coefficient de détermination est proche de 0.9, ce qui témoigne d'une meilleure qualité de prédiction.

Les modèles établis permettent ainsi d'estimer à \pm 5% près la production de Rainergy pour une année donnée.

Il est toutefois important de préciser ici que ces modèles mathématiques ont été établis en prenant en compte seulement 16 variantes (qui, certes, ont été choisies pour représenter le plus fidèlement les variations climatiques françaises) et que donc les extrapolations pour des valeurs en dehors des bornes explorées doivent être prises avec précaution.

La prédiction de production est également valable pour un type de cuve et un type de sol donné, à savoir une cuve de 11 m³ et un sol sableux humide.

Il est nécessaire de vérifier l'impact de ces paramètres sur la production totale (il s'agit de l'objet de la suite de ce chapitre). La valeur de production pourra ensuite être corrigée en prenant en compte les différences entre ce cas de base et la variante souhaitée.

2.3 Le type de sol est-il limitant?

Les performances des systèmes géothermiques dépendent de leur capacité à échanger avec le sol, leur milieu ambiant. Cette capacité dépend pour partie du système en lui-même (quelle forme géométrique, quel fluide caloporteur, ...) mais également des caractéristiques thermiques du sol environnant. Il est donc légitime de s'interroger sur la dépendance des performances de Rainergy au type de sol dans lequel il évolue.

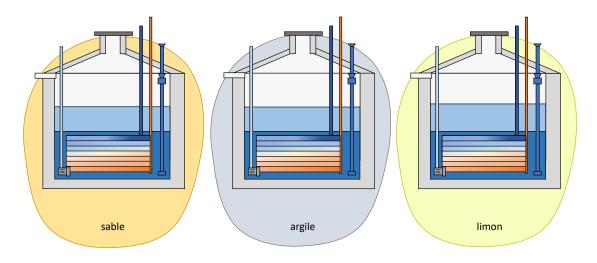


Figure 4.19 – Différents types de sol autour de Rainergy.

Les sols sont des espaces poreux. Ils sont composés d'un mélange de trois fractions : une fraction solide (matières minérales et organiques), une fraction liquide (eau) et une fraction gazeuse (air). Ces deux dernières remplissent l'espace vide des pores selon une répartition qui varie : un sol est saturé lorsque son espace poreux est rempli d'eau et sec lorsqu'il est rempli d'air.

Le degré de saturation S_r et la porosité n caractérisent ces états.

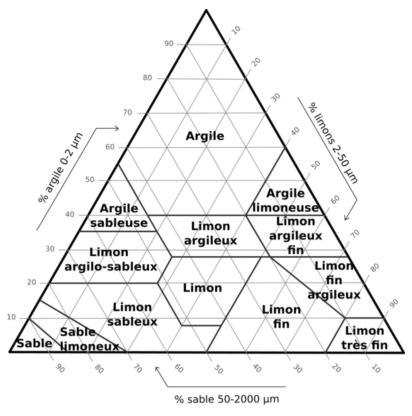
$$n = \frac{V_{vide}}{V_{tot}} \tag{4.3}$$

$$n = \frac{V_{vide}}{V_{tot}}$$

$$S_r = \frac{V_{eau}}{V_{vide}}$$
(4.3)

Les différents types de sol, et plus particulièrement la composition de leur fraction solide, peuvent être caractérisés en fonction de leur texture, c'est-à-dire en fonction de la taille des particules qui le composent. Le triangle des textures (Figure 4.20) propose une répartition des sols en plusieurs combinaisons des trois principaux types, à savoir les sols argileux, limoneux et sableux.

Les sols sableux, à granulométrie élevée, ont une faible capacité de rétention d'eau. L'infiltration y est donc facilitée. Les sols argileux, denses et compacts, ont une haute capacité de rétention d'eau. Les sols limoneux, intermédiaires entre les sols sableux et argileux, retiennent bien l'eau mais se drainent mieux que les sols argileux.



Triangle des textures

Figure 4.20 – Triangle de texture des sols, source : Wikimedia Commons.

La porosité n'est pas exactement fonction de la texture (un sol sableux et un sol argileux pourront avoir la même porosité), cependant la taille des pores sera différente

d'un sol à l'autre, avec des pores de taille plutôt élevée pour le sable et des micro-pores pour les argiles [Guillot *et al.*, 2002].

D'une façon générale et plutôt grossière, plus les sols contiennent de l'eau, plus ils sont conducteurs de chaleur. Les sols secs sont *a contrario* plutôt isolants. Une granulométrie élevée implique une structure plus aérée qui autorise plus de déplacements d'un pore à l'autre et potentiellement plus d'échange de chaleur lorsque la saturation est atteinte.

Ainsi, le système Rainergy a été testé en choisissant des caractéristiques thermiques de six sols différents : un pour chaque texture, à saturation et sec. Les valeurs sont issues de la littérature et essaient de représenter, en moyenne le type de sol en question ([Hamdhan et Clarke, 2010], [Abu-Hamdeh, 2003] et https://energieplus-lesite.be).

Type de sol	Cp [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	ho [kg.m ⁻³]	λ [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
Sableux sec	800	1600	0.4
Sableux humide	1600	1850	2.5
Limoneux sableux	900	1400	0.7
Limoneux argileux	950	1500	1.2
Argileux sec	1200	1350	0.3
Argileux humide	1900	1700	1.6

Table 4.9 – Différentes caractéristiques des sols testés.

Les simulations ont été entreprises pour les types de sols figurant dans la Table 4.9 et les résultats sont présentés ci-dessous :

Type de sol	P_{moy}	P_{max}	E_{prod}	$T_{surf_{max}}$	$T_{fond_{max}}$
	[W]	[W]	[kWh]	[°C]	[°C]
	Période :	mai 2022 -	septembre	2022	
Argile humide	327	1074	614	25.3	21.7
Sable humide	324	1066	606	25.8	21.8
Limon argileux	309	1014	533	26.9	23.0
Limon sableux	303	1000	511	27.4	23.5
Argile sèche	302	1004	504	27.0	23.6
Sable sec	302	999	503	27.4	23.6
Pe	ériode : sep	tembre 202	3 - septemb	re 2024	
Argile humide	281	1012	590	21.6	20.7
Sable humide	282	1014	588	21.7	20.5
Limon argileux	266	984	528	22.6	21.4
Limon sableux	266	1006	509	23.1	22.0
Argile sèche	267	1030	513	23.1	22.2
Sable sec	266	1026	507	23.2	22.2

Table 4.10 – Variation des puissances moyennes et maximales, énergie produite et température de l'eau de la cuve en fonction de la hauteur d'eau.

Les résultats montrent qu'un sol humide présente de meilleurs résultats. Cette observation est en accord avec les attentes, du fait de la meilleure capacité de stockage et de la plus grande conductivité thermique qui permet de refroidir la cuve par conduction. Le type de sol a un impact non négligeable : la production peut être réduite de 16 à 19% dans le cas d'un sol sableux sec comparé à un sol argileux humide. D'une manière générale, un sol sec conduira à une baisse de production de 19 à 13% comparé à un sol humide.

Un sol humide se traduit notamment par une plus haute conductivité thermique, mais aussi une masse volumique et une capacité thermique plus élevée. En traçant les énergies moyennes produites entre 2022 et 2023 pour les six sols (Figure 4.21), on observe que la conductivité thermique, la masse volumique et la capacité thermique sont, en moyenne, corrélées positivement avec la production.

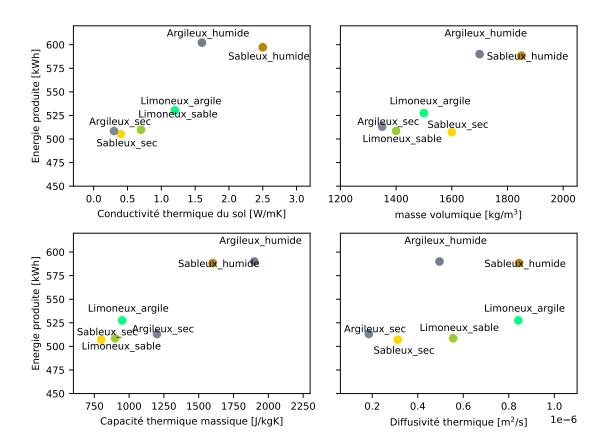


Figure 4.21 – Variation de la production de Rainergy en fonction des différentes caractéristiques du sol.

On peut alors établir une loi de corrélation entre le type de sol et la perte (ou le gain) de productivité. Pour cela, on définit l'énergie produite normalisée $E_{i,normal} = \frac{Ei}{max(E_i)}$ et qui représente la perte de productivité due à la composition du sol par rapport à un sol de référence (argile humide). L'analyse est réalisée sur la production moyenne entre

l'été 2022 et l'été 2023 pour amoindrir la variabilité climatique.

Une relation de la forme suivante peut ensuite être établie pour calculer l'énergie produite normalisée en fonction des caractéristiques thermiques du sol :

$$E_{i,normal} = a \lambda_{sol} + b \rho_{sol} + c C p_{sol} + d$$
(4.5)

Les coefficients a, b, c et d sont trouvés par la méthode des moindres carrés et présentés dans le Table 4.11.

Corrélation	a	b	c	d
Multi-	$3.25 \cdot 10^{-2}$	$7.19 \cdot 10^{-5}$	$9.53 \cdot 10^{-5}$	$6.36 \cdot 10^{-1}$
linéaire				
Erreur [%]		R^2		
0.9%		0.986		

Table 4.11 – Paramètres du modèle multi-linéaire pour l'ajustement par rapport au type de sol et son erreur associée.

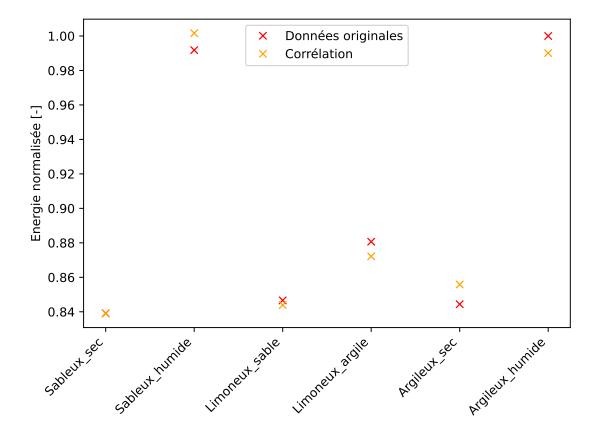


Figure 4.22 – Energie produite normalisée en fonction du type - valeurs simulées et trouvées par corrélation.

Ainsi, pour une production estimée sur un site (voir paragraphe précédent), il est possible, pour une même cuve, d'ajuster cette estimation en fonction du type de sol. Il faut toutefois garder à l'esprit que la saturation du sol évolue au cours du temps et qu'une évolution de modèle (qui prendrait en compte les échanges massiques) pourrait permettre d'affiner le modèle établi ici, par exemple avec un bilan massique tel que suggéré par [Tjernström, 1989].

2.4 La régulation : en mode continu ou une régulation sur la température extérieure ?

La régulation de Rainergy est un paramètre important à prendre en considération. Sur la partie expérimentale, deux régulations ont été testées :

- un fonctionnement en continu selon un calendrier de mise en route et d'arrêt
- un fonctionnement basé sur la température d'air extérieur, avec un arrêt du système dès que la température d'air extérieur descend sous la température d'eau de la cuve (température moyenne).

Ces deux régulations présentent leurs avantages et inconvénients.

La première, peut dans certains cas (notamment la nuit) réchauffer l'air extérieur avant qu'il ne soit soufflé dans le bâtiment. Cependant, ce faisant, la température d'eau de la cuve est refroidie par cet air extérieur, ce qui permet de recharger légèrement la cuve.

La seconde option minimise la température d'air entrant dans le bâtiment en effectuant le rafraîchissement classique durant la journée et en laissant le rafraîchissement par ventilation nocturne.

Tout l'enjeu réside à savoir quelle régulation permet une meilleure production.

Les deux simulations ont été conduites sur le même modèle de cuve qu'à Haguenau, pour les mêmes conditions extérieures (été 2022) et pour le même type de sol. Les résultats sont donnés dans la Table 4.12.

Régulation	P_{moy}	P_{max}	E_{prod}	$T_{surf_{max}}$	$T_{fond_{max}}$
	[W]	[W]	[kWh]	[°C]	[°C]
Période : mai 2022 - septembre 2022					
Continue	309	1019	537	26.6	22.8
Sur T_{ext}	294	993	482	27.1	23.2

Table 4.12 — Variation des puissances moyennes et maximales, énergie produite et température de l'eau de la cuve en fonction des deux régulations.

La production de la cuve avec une régulation "type Haguenau" est plus importante. Cela s'explique notamment par des températures de cuve plus basses qui permettent donc de mieux refroidir l'air extérieur dans l'échangeur air-eau. La Figure 4.23 montre l'évolution des températures d'air et d'eau au sein de l'échangeur air-eau en amont de la

VMC. L'évolution de la puissance produite et des températures au fond et à la surface de la cuve est également représentée.

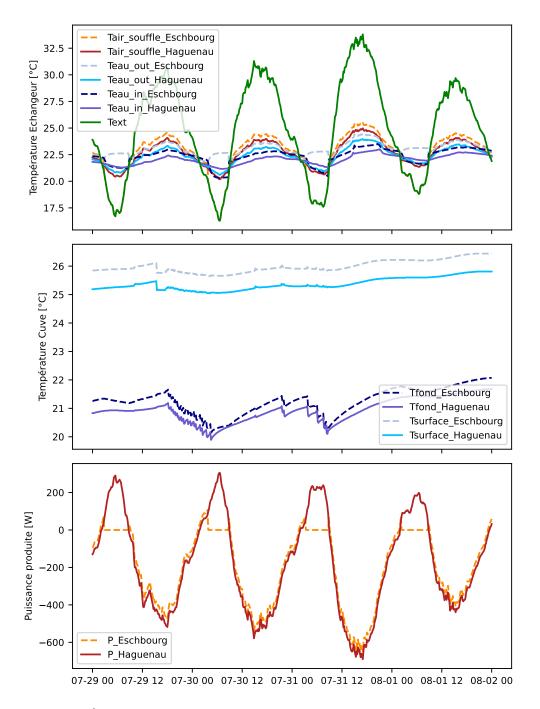


Figure 4.23 – Évolution des puissances produites et des températures dans l'échangeur air-eau et la cuve.

En soufflant l'air à environ 20°C au lieu de 17°C dans le bâtiment la nuit, la régulation

"type Haguenau" refroidit moins celui-ci. Cependant, ce refroidissement nocturne peut être plus facilement compensé par une ouverture de fenêtre et donc une source alternative de rafraîchissement. Durant la période étudiée, le système a stocké 123 kWh dans la cuve, permettant ainsi un surplus de refroidissement diurne de 55 kWh (écart de production entre Haguenau et Eschbourg). Une production durant la journée est plus importante au regard de l'absence d'autres sources alternatives. Le fonctionnement de la pompe est tout de même à prendre en compte : le surplus d'heures de fonctionnement occasionne une surconsommation d'un peu moins de 10 kWh.

3 Rainergy et la disponibilité de la ressource en eau

Les performances de Rainergy dépendent également du volume d'eau stockée (Figure 4.24 - un plus gros volume d'eau pourra contenir plus d'énergie). Pour vérifier et caractériser cette hypothèse, des simulations ont été entreprises en fixant plusieurs niveaux constants dans la cuve. On donne les niveaux et volumes correspondants sur la Table 4.13.

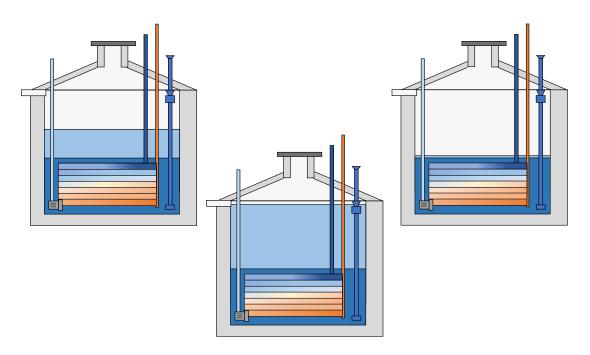


Figure 4.24 – Différents niveaux d'eau stockée dans Rainergy.

La cuve testée est basée sur le même modèle que celui utilisé à Haguenau (même dimension et profondeur), pour la même implantation (propriété de sol identique) et les mêmes données météo, à savoir l'été 2022 et l'année glissante 2023-2024. Les données d'entrées sont fournies en Annexe ?? ??.

Niveau d'eau [m]	Volume [m ³]	Taux de remplissage
0.6	2.94	0.26
0.75	3.68	0.33
1	4.91	0.43
1.25	6.14	0.54
1.5	7.36	0.65
1.75	8.59	0.76
2	9.81	0.87
2.2	10.80	0.96

Table 4.13 – Paramètres du niveau d'eau fixé.

Par hypothèse, un niveau minimum de 0.6 m a été fixé, jusqu'à un niveau maximum de 2.2 m. L'hypothèse d'un volume minimum résulte tout d'abord d'une raison pratique : le modèle, en l'état actuel, ne supporte pas une configuration d'un échangeur semi-immergé. Ensuite, en pratique, il existe un tel niveau minimum qui doit être conservé, non pas pour des raisons énergétiques, mais pour garder la pompe immergée. Ce niveau peut être estimé à une dizaine de centimètres d'après la fiche technique de la pompe de relevage. Certes, ces dix centimètres ne correspondent pas au niveau minimum d'immersion de l'échangeur (55 cm) mais ils peuvent s'en approcher.

Les simulations ont pour but de répondre à la question suivante : dans quelle mesure le niveau d'eau, et donc le volume stocké, va impacter les performances de Rainergy?

Les résultats sont présentés dans le Table 4.14 ci-après. Les valeurs des puissances moyennes et maximum, ainsi que celles de l'énergie de rafraîchissement produit sont calculées. Les températures maximum au fond et à la surface de la cuve, ainsi que la température d'air maximum dans la cuve sont également présentées.

Niveau d'eau	P_{moy}	P_{max}	E_{prod}	$T_{surf_{max}}$	$T_{fond_{max}}$	$T_{air_{max}}$
[m]	[W]	[W]	[kWh]	[°C]	[°C]	[°C]
	Période :	mai 2022	- septembre	2022		
0.6	281	929	431	26.1	24.2	26.1
0.75	288	945	455	26.2	24.0	27.3
1	305	1095	499	26.5	23.7	27.9
1.25	309	1090	517	26.9	23.5	28.3
1.5	313	1086	531	26.8	23.3	28.0
1.75	316	1080	541	27.1	23.2	28.3
2	318	1074	548	27.6	23.1	28.7
2.2	319	1070	552	28	23.1	29.2
Р	ériode : se	ptembre 20	23 - septen	bre 2024		
0.6	237	884	354	23.9	22.4	23.8
0.75	238	892	370	23.6	22.3	24.6
1	244	899	392	23.8	22.0	24.8
1.25	247	903	410	23.9	21.8	24.9
1.5	250	907	424	23.8	21.6	24.5
1.75	252	910	434	23.9	21.4	24.7
2	254	911	443	24.0	21.3	24.9
2.2	254	911	449	24.2	21.3	25.6

Table 4.14 – Variation des puissances moyennes et maximales, énergie produite et température de l'eau de la cuve en fonction de la hauteur d'eau.

L'énergie produite est calculée sur une période allant du 14 mai au 14 septembre (plage de fonctionnement de Rainergy). De façon globale, la puissance et l'énergie produite diminuent avec le niveau d'eau, tandis que la température maximale au fond de la

cuve augmente. La température de surface diminue avec le niveau d'eau. Cela s'explique notamment par le fait que les températures du sol environnant sont plus basses.

Le gradient de stratification est plutôt constant quelque soit la hauteur d'eau mais dépend de la température extérieure notamment, Figure 4.25. Cette observation tend à montrer que l'effet géothermique "fixe" le gradient géothermique.

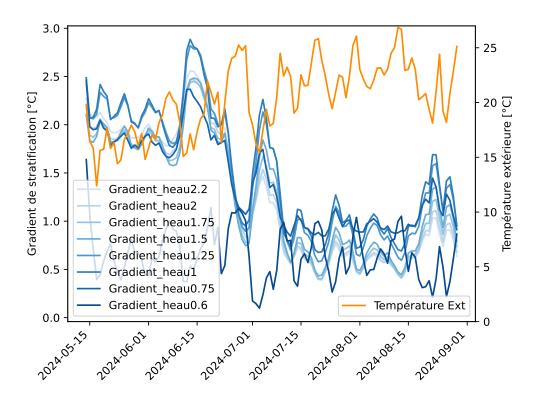


Figure 4.25 – Évolution du gradient de température de l'eau et de la température extérieure.

Pour analyser le problème de la façon la plus générale possible, il est intéressant de définir l'énergie produite normalisée, ainsi que le niveau d'eau normalisé. L'énergie normalisée $E_{normalisée}$ représente alors la variation de 0 à 100% de l'énergie maximale qu'il est possible de produire (lorsque la cuve est pleine). Le niveau d'eau normalisé $Heau_{normalisée}$ représente la variation entre 0 et 1 du niveau d'eau (0 étant le niveau minimal et 1 une cuve remplie). Ainsi, pour une hauteur d'eau donnée Heau comprise entre la hauteur d'eau maximale et minimale, il est possible d'en déduire la production attendue, comprise entre la production maximale et minimale.

Cette production dépend entre autres des conditions climatiques, il n'est donc pas possible d'en donner une valeur.

$$E_{normalis\acute{e}e} = \frac{E}{\max(E)} \tag{4.6}$$

$$E_{normalis\acute{e}e} = \frac{E}{\max(E)}$$
 (4.6)
 $Heau_{normalis\acute{e}e} = \frac{Heau - \min(Heau)}{\max(Heau) - \min(Heau)}$ (4.7)

Les deux périodes ont été analysées et une courbe de tendances de type puissance $(y = A \cdot h_{eau,normal}^b)$ a été ajustée sur leurs valeurs moyennes.

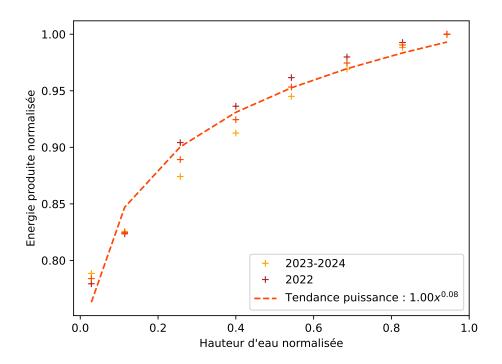


Figure 4.26 – Évolution de la quantité d'énergie produite normalisée en fonction de la hauteur d'eau normalisée.

Corrélation	A	b	
Puissance	0.998	0.075	
Erreur [%]			
1.4%			

Table 4.15 – Paramètres du modèle puissance pour l'ajustement par rapport à la hauteur d'eau dans la cuve et son erreur associée.

Ainsi, en période de sécheresse ou du moins de non disponibilité d'eau, si Rainergy présente un niveau faible, proche de son minimum, la production diminue d'environ 20%. Cependant, il faut noter qu'à partir d'une hauteur normalisée de 0.5 environ, la production est assuré à 95%. Cette hauteur correspond environ à 60% du volume de stockage (1.4 m de hauteur d'eau dans le cas d'une cuve similaire à celle de Haguenau). Ce volume dépend de la garde énergétique fixée, c'est-à-dire du niveau minimum.

Ces conclusions nous permettent d'en déduire que la cuve devrait être légèrement surdimensionnée par rapport aux différents soutirages envisagés (toilettes, jardin, machine à laver, ...) pour permettre son bon remplissage et ainsi maximiser sa production.

4 Règles de dimensionnement, quelle forme pour Rainergy?

4.1 Étude sur l'impact de la profondeur d'enfouissement de la cuve

Rainergy est un système géothermique de surface, cependant il est nécessaire de s'interroger sur sa profondeur adéquate d'enfouissement. Plus la cuve est enfouie, moins elle sera soumise aux variations climatiques de surface, ce qui en principe devrait augmenter son potentiel d'énergie produite. Cependant, plus la cuve est profonde, plus il est nécessaire de mobiliser des moyens lors de son installation, ce qui augmente le coût initial.

La question est donc de vérifier si le surcoût d'installation est bien contrebalancé par un surplus de production. Le dispositif étant passif, il a notamment été montré que les puissances produites sont en-deçà des puissances classiques des pompes à chaleur géothermiques. Ainsi, le questionnement de la rentabilité semble pertinent.

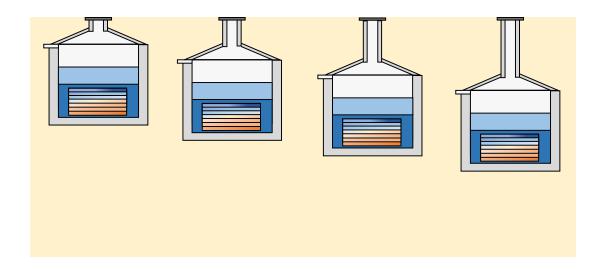


Figure 4.27 – Différentes profondeurs d'enfouissement pour Rainergy.

Ainsi, des simulations sont lancées pour la même cuve que celle installée à Haguenau (même dimension et géométrie conique), dans les mêmes conditions d'installation (même propriété de sol) et pour les mêmes conditions extérieures (été 2022 et année glissante 2023-2024). Le regard a été conservé. On peut en effet considérer que celui-ci fait office de trappe de visite pour l'entretien des équipements de la cuve (réseau, filtres, pompes, échangeur de chaleur).

Les profondeurs testées vont varier entre 0,5 et 3 m, tous les 50 cm.

Profondeur	P_{moy}	P_{max}	E_{prod}	$T_{surf_{max}}$	$T_{fond_{max}}$	
de cuve [m]						
[m]	[W]	[W]	[kWh]	[°C]	[°C]	
	Période	: mai 2022	! - septembr	e 2022		
0.5	300	1031	580	23.8	22.7	
1	308	1058	618	23.3	22.2	
1.5	315	1082	652	22.8	21.8	
2	321	1104	682	22.4	21.4	
2.5	326	1122	709	22.1	21.1	
3	329	1138	731	21.8	20.8	
Période : septembre 2023 - septembre 2024						
0.5	272	982	558	22.1	20.9	
1	277	997	584	21.6	20.7	
1.5	283	1012	613	21.2	20.5	
2	287	1025	635	20.8	20.3	
2.5	291	1037	657	20.6	20.2	
3	294	1045	673	20.6	20.1	

Table 4.16 – Variation des puissances moyennes et maximales, énergie produite et température de l'eau de la cuve en fonction de la profondeur d'enfouissement.

Les gains de production sont bien marqués entre un enfouissement proche de la surface et une cuve plus profonde. Le gain d'un enfouissement supplémentaire de 2.5 m est d'environ 20 à 25%. On peut tracer l'évolution de l'augmentation de l'énergie produite en fonction de la profondeur en considérant une énergie normalisée par le minimum :

$$E_{normalis\acute{e}} = \frac{E}{E_{min}} \tag{4.8}$$

Une corrélation linéaire de la forme $E_{normalis\acute{e}e}=a\cdot prof+b$ peut être déduite de cette évolution (Figure 4.28). Les valeurs de production de 2022 et de 2023/2024 sont moyennées pour s'affranchir de la variabilité météorologique. Une interception est définie en (0,1) pour permettre de calculer les gains potentiels en partant de la surface.

Corrélation	\overline{a}	b	
Linéaire	0.098	1	
Erreur [%]	R^2		
0.6%	0.992		

Table 4.17 – Paramètres du modèle linéaire pour l'ajustement par rapport à la profondeur d'enfouissement et son erreur associée.

Le gain estimé par mètre supplémentaire d'enfouissement est de près de 10% de l'énergie qui serait obtenue avec un enfouissement à l'affleurement de la surface du sol.

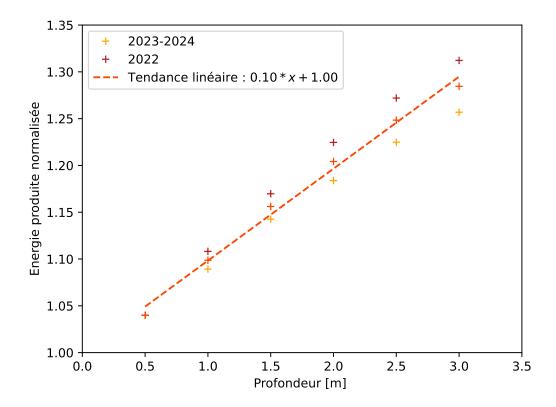


Figure 4.28 – Variation de la production en fonction de la profondeur.

4.2 Étude sur la capacité de la cuve

Le volume maximum de stockage de la cuve est une composante importante à la fois pour le volet de gestion des eaux pluviales mais également pour le volet énergétique.

D'après les résultats précédents, nous avons conclu que pour exploiter au mieux les capacités géothermiques de Rainergy, il est intéressant d'avoir une cuve la plus pleine possible. Cependant, une cuve remplie aux 2/3 permet tout de même de conserver des performances élevées. Il est ainsi intéressant de s'interroger sur le volume de cuve qu'il est possible de surdimensionner, mais dans une proportion "raisonnable". Nous avons notamment pu observer qu'une cuve de la taille installée à Haguenau est majoritairement pleine lors d'une utilisation standard (voir 2.1 Un tour d'horizon de la France aujourd'hui..).

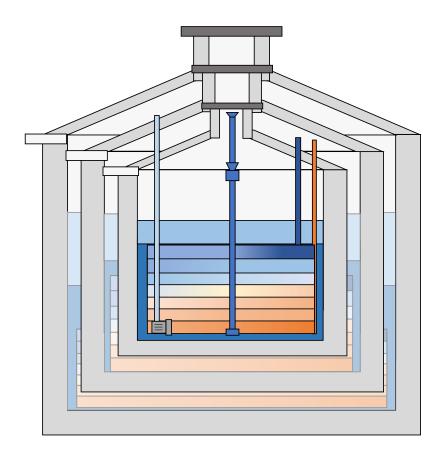


Figure 4.29 – Différentes tailles de cuves pour Rainergy.

Nous allons dans un premier temps nous intéresser à la production énergétique de la cuve en fonction de son volume maximal de stockage.

PLUVIEAU, le fabricant du modèle de la cuve à Haguenau, présente plusieurs autres modèles de plus petites tailles. C'est à partir de ces tailles de cuve que les simulations ont été conduites.

Rayon [m]	Hauteur totale [m]	Hauteur de stockage [m]	Volume [m ³]
1	2.25	1.55	4.87
1	2.6	1.9	5.97
1	3	2.3	7.23
1.25	2.3	1.6	7.85
1.25	2.6	1.9	9.33
1.25	3	2.3	11.29

Table 4.18 – Différents volumes testés correspondant à une sélection de modèles dans le catalogue de PLUVIEAU.

Les simulations ont été conduites sur un an, dans les mêmes conditions que pour la cuve de Haguenau (sol de la validation de Haguenau, profondeur d'enfouissement 30 cm,...). Le fichier météo choisi est le même que celui utilisé pour l'étude de l'impact de Rainergy sur le confort du bâtiment (Strasbourg 2021 issu de Meteonorm).

Les résultats sont présentés dans le Table 4.19.

Volume Total	P_{moy}	P_{max}	E_{prod}	$T_{surf_{max}}$	$T_{fond_{max}}$
$[m^3]$	[W]	[W]	[kWh]	[°C]	[°C]
		Année 2	021		
4.87	260	807	459	22.3	21.0
5.97	267	819	483	22.2	20.7
7.23	276	837	519	21.9	20.4
7.85	271	836	492	22.1	20.3
9.33	276	841	513	22.1	20.1
11.29	289	858	553	21.8	19.8

Table 4.19 – Variation des puissances moyennes et maximales, énergie produite et température de l'eau de la cuve en fonction des différents volumes totaux.

On remarque que l'énergie produite n'augmente pas de façon linéaire avec le volume total (Figure 4.30 - croix oranges). Cependant, comme nous l'avons montré précédemment, la production augmente avec la profondeur de la cuve. Ainsi les cuves de plus faible hauteur sont "désavantagées" par une profondeur moindre en plus de l'être en terme de volume. Cette observation est particulièrement vraie pour les cuves de volumes 7.23 et 7.85 m³: malgré un volume plutôt équivalent, la cuve la plus haute a une production supérieure.

Pour s'affranchir de la différence de profondeur, la production des cuves a été ramenée à une profondeur de 3.3 m, soit la profondeur des deux cuves de 3 m, grâce à la corrélation établie au paragraphe précédent (rond orange sur la Figure 4.30).

Une cuve de plus faible volume se déchargera plus rapidement lors des soutirages (en terme de remplissage relatif). Cette observation doit rentrer en compte dans le dimensionnement de la cuve, mais l'objet de cette partie est plutôt d'analyser le gain énergétique dû à un volume total plutôt qu'à un remplissage relatif. Cette étude a par ailleurs déjà été conduite, voir **3 Rainergy et la disponibilité de la ressource en eau**. Ainsi, en utilisant justement la corrélation trouvée précédemment, on ajuste la production par rapport au niveau de remplissage moyen en l'augmentant pour atteindre un niveau de production équivalent à un remplissage de 100 % (voir losanges rouges sur la Figure 4.30).

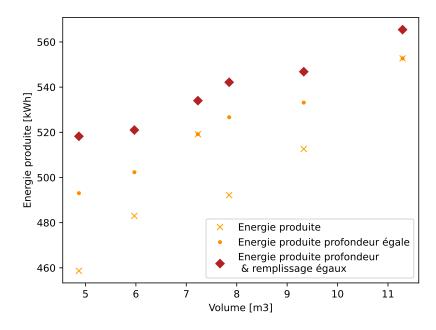


Figure 4.30 – Variation de l'énergie produite en fonction du volume et en s'affranchissant de la profondeur et du remplissage.

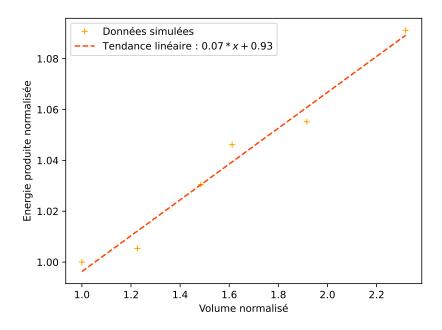


Figure 4.31 – Variation de la production normalisée en fonction du volume normalisé.

Après ces ajustements, le gain de production peut être réellement affecté au volume maximal stockable dans la cuve. On définit alors la production normalisée et le volume normalisé (par le minimum) pour observer le gain énergétique en fonction de l'augmentation du volume. Sur la Figure 4.31, on peut notamment observer qu'un doublement de volume permet une augmentation de la production de 7%, d'après la corrélation établie 4.20.

Corrélation	a	b	
Linéaire	0.070	0.926	
Erreur [%]	R^2		
0.4%	0.975		

Table 4.20 – Paramètres du modèle linéaire pour l'ajustement par rapport au volume et son erreur associée.

Ainsi, le dimensionnement de la cuve va surtout consister à chercher à avoir la hauteur d'eau la plus importante, pendant le maximum de temps.

Le volet dimensionnement des cuves de récupération d'eaux pluviales (pour un usage exclusif de stockage et réutilisation des eaux pluviales) ne semble pas avoir dégagé de consensus clair dans la littérature scientifique ([Matos et al., 2013], [Okoye et al., 2015] ou [Silva et Maia, 2021]) ou sur des sites spécialisés plus "grand public" (https://www.graf.info, https://www.gammvert.fr). Cette thèse n'a pas vocation à explorer en détail ce dimensionnement, cependant on pourra tout de même noter ici les éléments importants :

- La surface et le type de toiture qui donnent un coefficient de captage,
- La localisation de la cuve pour estimer les apports en précipitation,
- Les usages de l'eau de pluie et le nombre de personnes. L'évaluation de l'usage type "jardinage" semble notamment difficile et pourrait être soumis au phénomène d'effet rebond,
- Le nombre de jours de réserve souhaités. Ce paramètre semble important également pour Rainergy.

4.3 Étude sur le facteur de forme de la cuve

L'influence de la géométrie de la cuve est également importante en plus de sa profondeur et de sa capacité. Comme nous avons pu le voir dans le paragraphe précédent, les performances à volume proche (entre les volumes de 7.23 et 7.85 m³) ne sont pas forcément identiques. La profondeur joue un rôle non négligeable, mais il peut être donc légitime de s'interroger si une forme de cuve doit être privilégiée par rapport à une autre : plutôt un petit rayon pour une grande hauteur ou l'inverse?

Pour volume constant (autant que possible compte tenu du maillage tous les 5 cm), différentes hauteurs de stockage d'eau sont associées à un rayon de cuve, mais également à une hauteur de cône, une profondeur et une hauteur de garde, voir Figure 4.32.

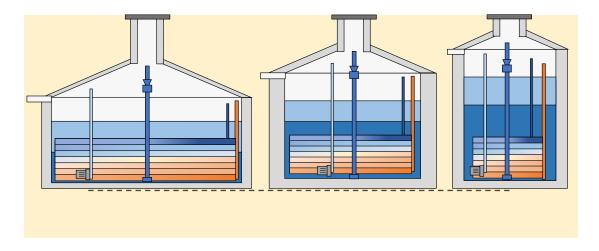


Figure 4.32 – Différentes formes pour Rainergy : illustration du facteur de forme V/S_{ech} .

La profondeur varie pour assurer un enfouissement de cuve à peu près identique pour tous les prototypes. Cet enfouissement a été calculé pour le modèle de cuve installée à Haguenau et vaut $haut_{tot} + prof_{cuve} = 3.30 \ m.$

Le petit rayon du cône et son angle sont conservés, il faut donc adapter la hauteur.

La hauteur de garde a été calculée pour conserver le même volume minimum que dans le cas de Haguenau, soit $V_{min}=2,70\ m^3.$

Sept formes de cuve ont été analysées (voir Table 4.21) pour des hauteurs de stockage d'eau variant de 1.5 à 3 mètres. Pour rappel, la hauteur de stockage à Haguenau était de 2.3 m. Les formes de cuve ont été caractérisées par le facteur de forme $F_{forme} = \frac{V}{S_{ech}}$ qui est le rapport du volume de la cuve sur la surface d'échange avec le sol.

Facteur	Hauteur	Rayon	Hauteur	Profondeur	Hauteur	Volume
forme	stockage		cône		garde	stocké
[-]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	$[m^3]$
0.78	1.5	1.55	0.9	0.85	0.4	11.32
0.73	1.75	1.45	0.8	0.7	0.45	11.56
0.68	2.0	1.35	0.75	0.5	0.5	11.45
0.63	2.25	1.25	0.7	0.35	0.55	11.04
0.60	2.5	1.2	0.65	0.15	0.6	11.31
0.58	2.75	1.15	0.6	0.05	0.7	11.43
0.55	3.0	1.1	0.6	0.05	0.75	11.40

Table 4.21 – Différentes formes de cuves testées.

Les simulations portent à nouveau sur la période de l'été 2022 et de l'année 2023-2024 pour un sol identique à la validation.

Facteur forme	P_{moy}	P_{max}	E_{prod}	$T_{surf_{max}}$	$T_{fond_{max}}$
[m]	[W]	[W]	[kWh]	[°C]	[°C]
	2022				
0.78	311	1031	534	25.2	22.4
0.73	310	1025	532	25.8.	22.6
0.68	310	1023	536	26.1	22.7
0.63	309	1019	537	26.6	22.8
0.60	308	1010	532	27.3	23.0
0.58	309	1010	537	27.7	23.0
0.55	312	1020	551	27.5	22.9
P	ériode : sep	otembre 20	23 - septem	bre 2024	
0.78	273	995	541	22.5	21.1
0.73	272	993	542	22.7	21.1
0.68	273	990	552	22.5	21.1
0.63	272	986	549	22.6	21.1
0.60	270	984	536	23.0	21.3
0.58	270	984	538	23.2	21.3
0.55	272	989	550	23.1	21.2

Table 4.22 — Variation des puissances moyennes et maximales, énergie produite et température de l'eau de la cuve en fonction des facteurs de forme.

Les résultats sur l'ensemble des cuves sont très proches. On ne constate pas vraiment de différence sur l'énergie produite. La stratification est légèrement plus importante pour les modèles avec un faible facteur de forme, ce qui est tout à fait logique : ces modèles sont les plus étroits et donc la hauteur de la surface d'eau y est plus élevée, plus proche de la surface du sol et de ses variations.

Cependant, comme l'échangeur se situe au fond de la cuve, soit à la même profondeur pour les sept cuves, les températures d'eau au fond sont relativement identiques ce qui uniformise la production.

On peut donc en conclure que la profondeur de la cuve joue un rôle plus important que sa forme.

Conclusion

Pour conclure, ce chapitre met en évidence le potentiel de Rainergy pour améliorer le confort thermique dans les bâtiments de manière durable.

Les simulations et analyses effectuées démontrent que, bien que Rainergy seul ne permette pas d'assurer un confort optimal en toutes conditions, il contribue significativement à réduire la surchauffe estivale, notamment lorsqu'il est associé à d'autres méthodes de rafraîchissement passif comme la ventilation naturelle. Les performances du système varient selon le climat, le type de sol et les conditions d'installation, ce qui souligne l'importance d'un dimensionnement adapté à chaque contexte d'application.

L'optimisation de la profondeur, du niveau de remplissage via la forme de la cuve ou du couplage avec le système de ventilation (amont/aval) permet d'accroître la production de Rainergy.

Cette technologie est prometteuse pour les futures constructions résilientes face au réchauffement climatique.

Conclusion et perspectives

Ce manuscrit traite de la récupération d'énergie sur réservoir d'eau de pluie à des fins de rafraîchissement passif. Plusieurs aspects du problème ont été évalués : en premier lieu, l'état de l'art a montré le potentiel de tels systèmes, mis en perspective avec la raréfaction de la ressource en eau dans le cadre plus général de l'évolution climatique à venir. D'autre part, les dispositifs existants qui utilisent des cuves de rétention d'eau pluviale sont généralement reliés à des pompes à chaleur et seule une installation fait état d'un système passif similaire [Kalz et al., 2010].

Dans un second temps, les résultats expérimentaux obtenus sur les prototypes instrumentés sont présentés. L'acquisition a fourni des données depuis début 2022 jusqu'à septembre 2024 avec un pas de temps inférieur à 10 minutes. En terme de production, le même ordre de grandeur que [Kalz et al., 2010] est obtenu, à savoir \sim 100 Wh/L en rafraîchissement. Le coefficient de performance du système est supérieur à 30, ce qui est élevé comparé à d'autres systèmes de geocooling. Les puissances produites restent contenues, autour de 350 W en moyenne avec des pics à 1 kW. Le système permet également d'assurer un confort dans le bâtiment avec des degrés-heures d'inconfort faibles. Ce résultat a également été constaté par simulations, même pour un climat 2100, à condition que les occupants respectent les bonnes pratiques de gestion thermique d'un bâtiment (surventilation nocturne, protections solaires, etc).

Le modèle numérique transitoire présenté couple un maillage en volumes finis pour le sol avec un modèle zone avec stratification simplifiée pour le ballon d'eau pluviale. Une analyse de sensibilité du modèle, selon la méthode de Morris montre que les paramètres λ, ρ, C_p du sol sont les plus influents. L'identification des paramètres du modèle en vue de réduire l'écart entre modèle et mesure permet d'obtenir un écart quadratique moyen inférieur au degré, ce qui est jugé acceptable eu égard aux incertitudes de mesure et de modélisation.

L'exploitation du modèle développé en le couplant à un logiciel de simulation thermique du bâtiment a permis de dégager plusieurs résultats principaux, résumés succinctement ici à l'attention du lecteur impatient :

- Le type de sol et son degré de saturation ont une influence qui peut faire varier jusqu'à $\sim 20\%$ l'énergie annuelle produite.
- Les simulations montrent que la production varie entre \sim 400 et \sim 600 kWh/an

- en fonction du climat local (simulations sur le territoire français).
- Dans un contexte français d'évolution climatique, l'énergie produite en rafraîchissement augmente de 8 à 27% en fonction du lieu.
- Le volume de stockage a peu d'influence sur la quantité d'énergie produite : en doublant le volume, on augmente la quantité d'énergie produite de moins de 10%.
- La profondeur d'enfouissement a plus d'impact que le facteur de forme de la cuve, notamment du fait du gradient géothermique qui influe fortement sur la température de fond de cuve, où se situe l'échangeur.
- En cas de précipitations rares et pour une hauteur de garde de 20% de la hauteur de cuve, l'énergie produite diminue seulement de 20% par rapport à une cuve pleine.

De plus, à des fins de pré-dimensionnement, des corrélations simplifiées ont été développées pour mettre en relation la quantité d'énergie produite en fonction du climat, de la taille de cuve, de son remplissage et du type de sol, avec des coefficients de régression compris entre 0.87 et 0.99.

Les travaux de thèse présentés dans ce manuscrit apportent quelques réponses aux questions soulevées au début du projet. Cependant, comme souvent en science, les réponses appellent toujours plus de questions et ouvrent un certain nombre de perspectives.

En termes de modélisation, deux points principaux sont à relever : d'une part le modèle de sol pourrait être amélioré en intégrant un bilan d'humidité complet à la manière de [Tjernström, 1989], ce qui permettrait de coupler les propriétés du sol avec la quantité d'humidité contenue dans chaque maille (on notera que si cela améliore le modèle, cela ne change en rien notre méconnaissance de la composition du sol). Une ébauche de modèle simplifié unidimensionnel analytique visant à valider la pertinence de l'idée est actuellement à l'étude. D'autre part, la stratification pourrait être prise en compte de manière plus fine en mettant sur pied un modèle zonal de cuve, afin de distribuer l'énergie dans la cuve de manière plus fine. Si la difficulté de mise en œuvre est raisonnable, l'écueil réside dans la validation expérimentale, notamment pour l'estimation des débits entre zones d'écoulement.

Des points spécifiques de fonctionnement de Rainergy devront également être questionnés et vérifiés par simulation : que se passe-t-il si la cuve est ventilée et que l'hypothèse de cuve à saturation n'est plus valide? L'échange adiabatique entre la surface et l'air permet-il un gain substantiel en terme de production de fraîcheur? De même, qu'apporte le trop-plein d'eau lors d'évènements pluvieux intenses, lorsqu'il chasse l'eau plus chaude en surface pour faire entrer de l'eau plus froide?

Concernant l'exploitation des résultats et pour favoriser la diffusion d'un tel système en facilitant l'évaluation de ses performances, il semblerait intéressant de produire un "atlas" des performances en fonction de la localisation, du climat local (DHU chaud et froid), du type de cuve (volume, profondeur d'enfouissement) et de puisages normalisés. Ceci peut se faire à partir d'un échantillonnage des paramètres ci-avant utilisés pour

créer un "métamodèle", ou modèle de substitution au modèle complet. Cette étape dans la vie du projet permettrait également de rechercher des variables explicatives plus satisfaisantes, établissant ainsi une causalité avec l'évolution du productible, au-delà d'une simple corrélation.

Considérant l'analyse du cycle de vie du système, il serait également intéressant de quantifier la quantité de CO_2 par unité d'énergie de rafraîchissement obtenue. En effet, les gains annuels de l'ordre de 600 kWh sont à mettre en regard avec la fourniture d'un échangeur, le fonctionnement d'une pompe et éventuellement le creusement d'une fosse pour accueillir la cuve d'eaux pluviales. Les résultats seront sans doute plus éloquents si on considère l'évitement de la quantité de carbone émis par l'installation d'un tel système versus un système actif.

Une augmentation de l'échelle d'usage devra en sus être investiguée afin de savoir s'il est possible d'utiliser de tels systèmes passifs pour le rafraîchissement de bâtiments plus grands, en tertiaire ou en habitat collectif. Le cas échéant quel devrait être le volume de cuve à mettre en œuvre?

Afin de maximiser les performances en rafraîchissement, l'utilisation de l'eau du stockage dans un échangeur adiabatique direct ou indirect est une piste intéressante d'étude, notamment à l'aune du réchauffement climatique.

En plus des usages typiques mentionnés tout au long de ce manuscrit, l'eau de pluie stockée pourrait également servir à soutenir le couvert végétal en ville, en période de sécheresse notamment, pour limiter les effets d'îlot de chaleur. En effet, seuls des arbres humides permettent de générer un îlot de fraîcheur et les quantités d'eau nécessaire peuvent alors atteindre quelques centaine de litres par mètre carré. L'eau stockée pourrait également servir à protéger les structures des bâtiments en essayant de limiter les phénomènes de retrait-gonflement des sols argileux par humidification du sol environnant.

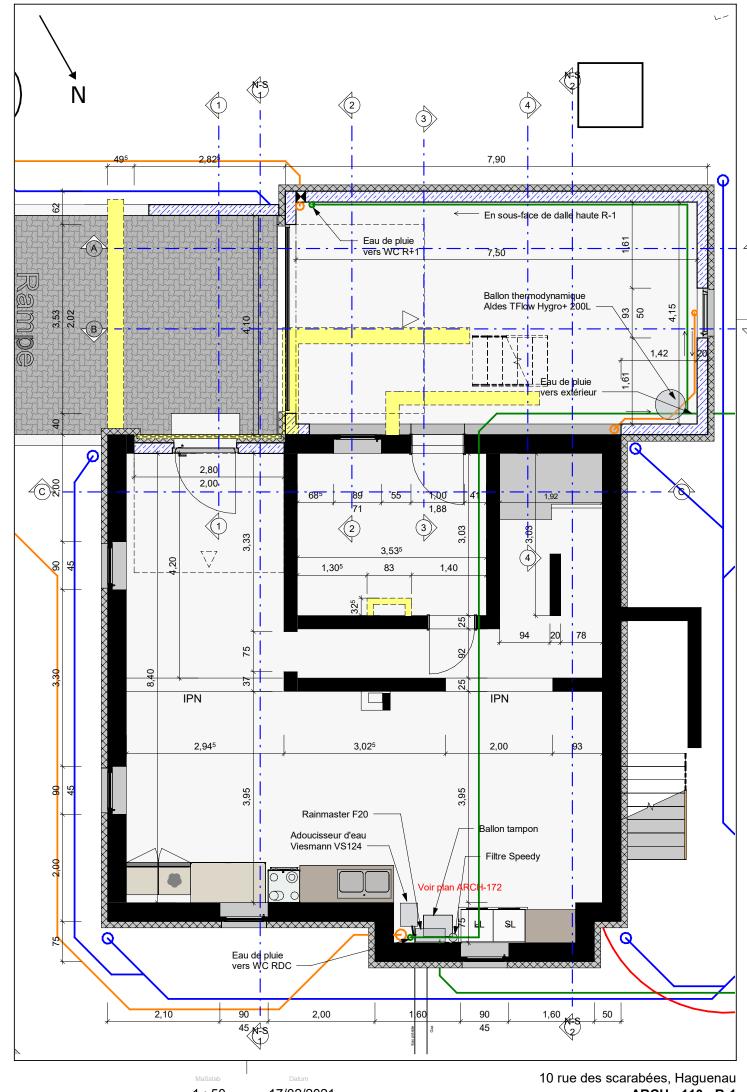
La régulation du système en mode fonctionnement constant a mis en évidence la possibilité de stocker du froid dans la cuve en profitant des températures nocturnes plus basses. Ce mode de fonctionnement permet de produire plus de rafraîchissement en journée. Le réchauffement de l'air occasionné lors du stockage de froid la nuit peut être compensé par une source de rafraîchissement alternative (sur-ventilation nocturne). Ces aspects seraient à étudier plus en détail pour évaluer la pertinence du mode de régulation du système.

Bien que ce système ait vocation à rester "passif", le couplage de l'échangeur immergé avec l'évaporateur d'une pompe à chaleur serait intéressant à étudier. Cette application, déjà mentionnée dans la littérature permettrait de chauffer les bâtiments en hiver avec des coefficients de performance élevés, tout en refroidissant la cuve en vue de son utilisation estivale, dans l'hypothèse d'un stockage d'énergie intersaisonnier, dont les contours seraient à évaluer.

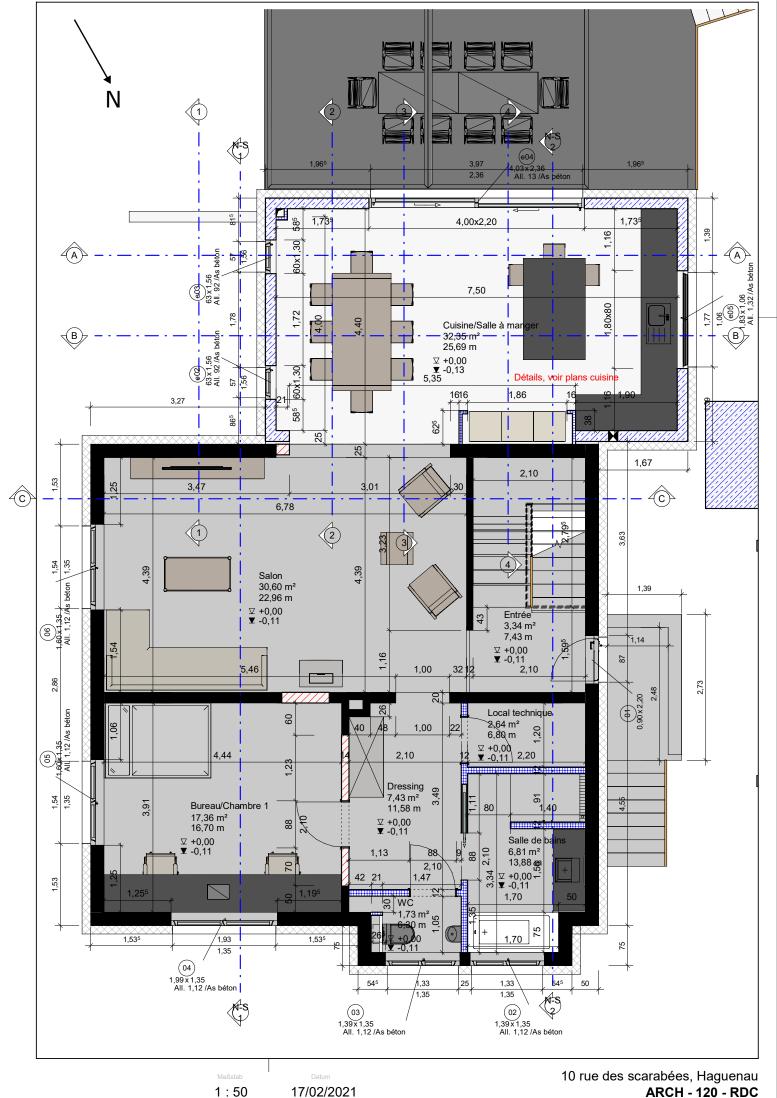
Annexe A

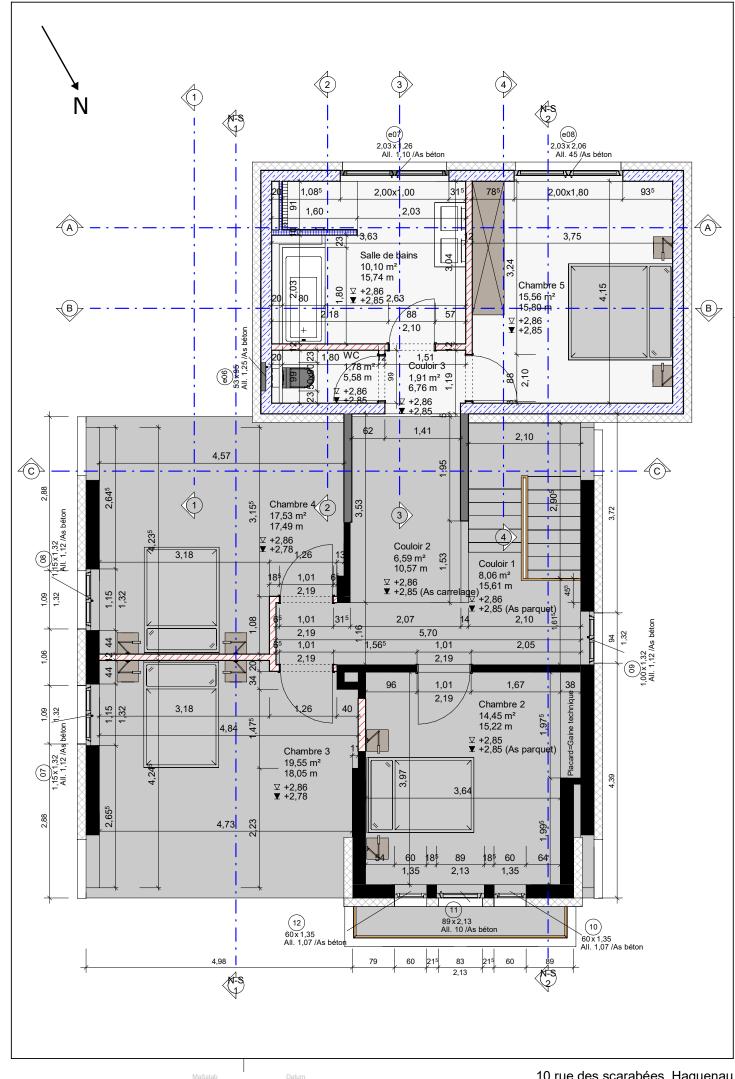
Plans des bâtiments à Haguenau et Eschbourg

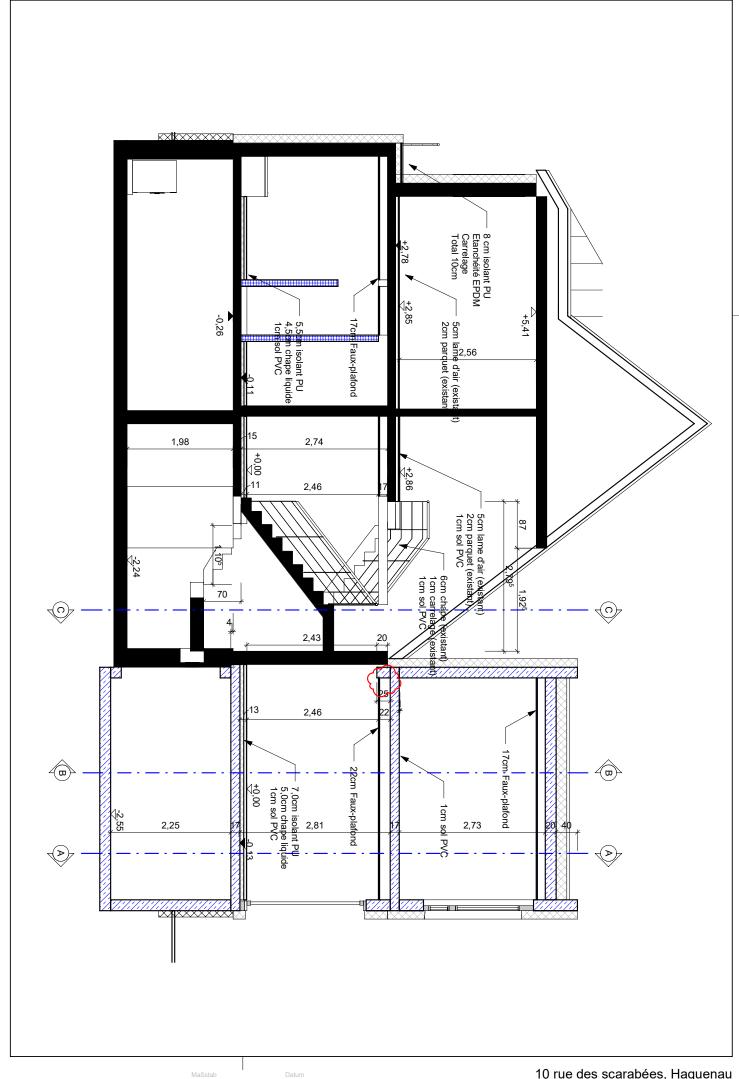
1 Haguenau

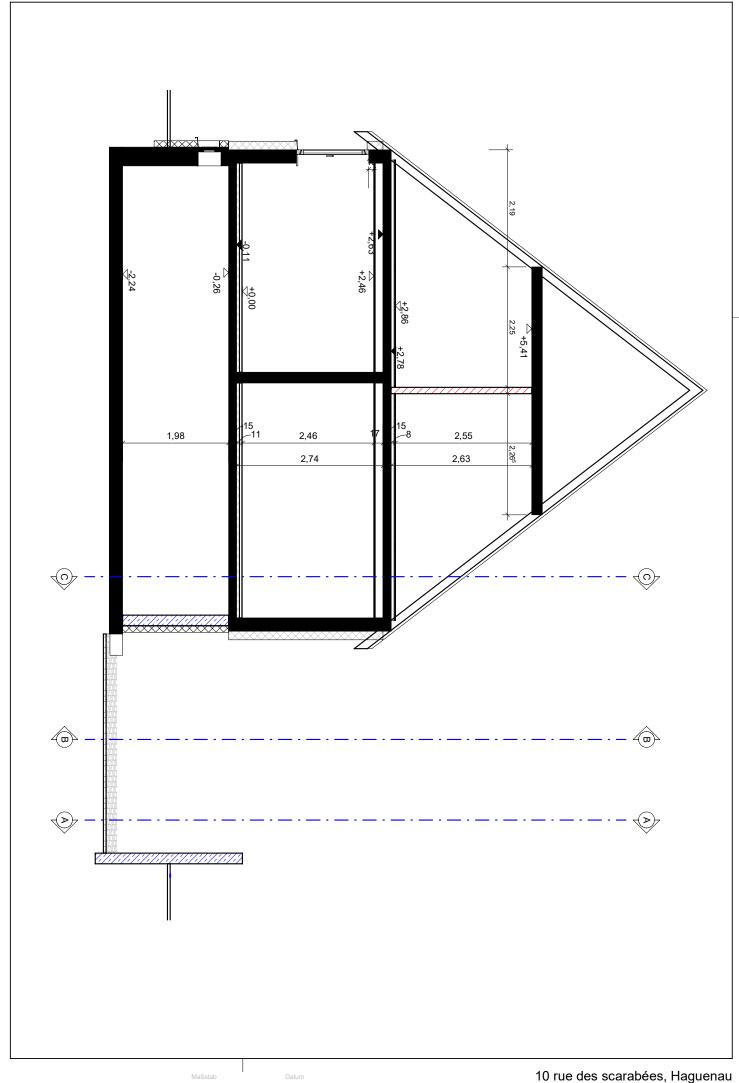


ARCH - 110 - R-1



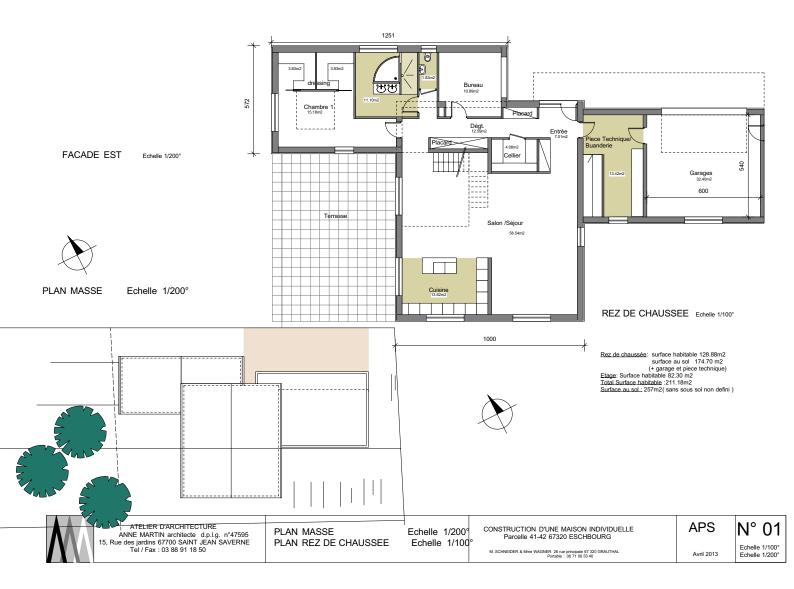


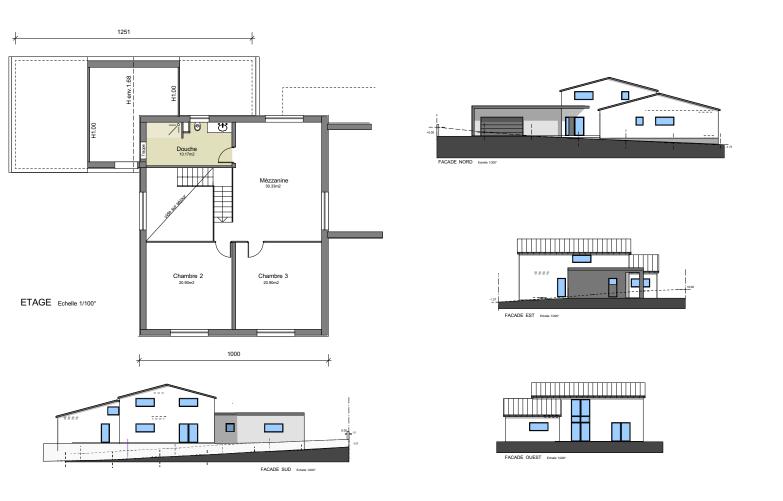




Eschbourg 255

2 Eschbourg





CONSTRUCTION D'UNE MAISON INDIVIDUELLE Parcelle 41-42 67320 ESCHBOURG

M. SCHNEIDER & Mme WAGNER 28 rue principale 67 320 GRAUTHAL Portable : 08 71 08 53 40 N° 02

Echelle 1/100° Echelle 1/200°

APS

Avril 2013

PLAN ETAGE FACADE EST FACADE NORD FACADE OUEST FACADE SUD

ATELIER D'ARCHITECTURE ANNE MARTIN architecte d.p.l.g. n°47595 15, Rue des jardins 67700 SAINT JEAN SAVERNE Tel / Fax : 03 88 91 18 50

Annexe B

Schémas de principe des installations de Haguenau et Eschbourg

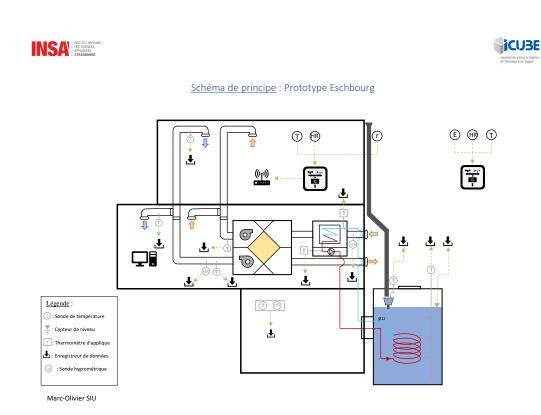


Figure B.1 – Schéma de principe et d'acquisition pour le prototype d'Eschbourg par M-O. SIU.

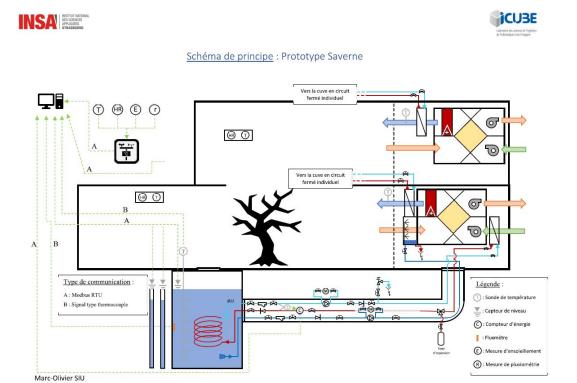


Figure B.2 – Schéma de principe et d'acquisition pour le prototype de Saverne par M-O. SIU.

Annexe C

Matrice de Kendall pour la période estivale exclusivement

	-0.069	-0.017	-0.016	-0.12	-0.13	-0.13	-0.14	-0.048	0.16	-0.038	-0.099	-0.085	-0.062	-0.0058	-0.21	0.082		Pressure
	0.14	0.062	-0.062	0.068	0.036	0.029	0.035	0.0094	-0.06	0.2	0.15	0.085	0.35	-0.33	-0.1		0.082	eoneiberrl
	-0.19	0.0045	0.25	-0.098	-0.027	-0.014	-0.017	0.014	0.27	-0.24	-0.16	-0.15	-0.2	0.33		-0.1	-0.21	lleìnieA
	-0.26	-0.15	0.34	-0.14	-0.059	-0.047	-0.07	0.026	0.31	-0.3	-0.24	-0.18	-0.47		0.33	-0.33	-0.0058	HR_out
	0.55	0.5	-0.31	0.41	0.34	0.33	0.35	0.24	-0.093	0.63	0.58	0.48		-0.47	-0.2	0.35	-0.062 -	T_out
	0.74	0.7	-0.081	0.72	0.62	0.67	0.71	0.68	-0.036	0.87	6.0		0.48	-0.18	-0.15	0.085	-0.085	XHoɔiləh_tuoT
ıts	0.77	0.73	-0.091	0.7	9.0	0.63	99.0	0.61	-0.026	0.94		6.0	0.58	-0.24	-0.16	0.15	- 660'0-	XHoɔiləd_niT
icien	0.76	99.0	-0.15	0.7	0.61	0.63	99.0	0.53	0.0019		0.94	0.87	0.63	-0.3	-0.24	0.2	-0.038	nwold_rie_T
Kendall coefficients	-0.15	-0.062	0.58	-0.12	-0.039	0.0049	-0.0016	0.11	Ÿ	-0.0019	-0.026	-0.036	-0.093	0.31	0.27	90.0-	0.16	Jevel_W
dall	0.53	0.5	0.46	99.0	0.64	0.73	0.74		0.11	0.53 -(0.61	0.68	0.24	0.026	0.014	0.0094	-0.048	m0_w_T
Ken	0.58	0.88	-0.22	0.81	0.81	0.89	Г	0.74	0.0016	99.0	99.0	0.71	0.35	-0.07	-0.017	0.035	-0.14	mč.0_w_T
	95.0	0.88	-0.25	8.0	98.0		0.89	0.73	0.0049-0.0016	0.63	0.63	0.67	0.33	-0.047	-0.014 -	0.029	-0.13	m1_w_T
	0.56	0.88	-0.27	0.81		98.0	0.81	0.64	0.039	0.61	9.0	0.62	0.34			0.036	-0.13	mč.Ĺ_w_T
	69.0	0.88	-0.29		0.81	8.0	0.81	99.0	-0.12	0.7	0.7	0.72	0.41	-0.14 -0.059	-0.098 -0.027	0.068	-0.12	m2_w_T
	-0.22	-0.14		-0.29	-0.27	-0.25	-0.22	0.46	0.58	-0.15	-0.091	-0.081	-0.31	0.34	0.25		-0.016	nie_AH
	6.0		-0.14	0.88	0.88	0.88	0.88	0.5	-0.062	99.0	0.73	0.7	0.5	-0.15	0.0045	0.062 -0.062	-0.017	- nia_T
		6.0	-0.22	69.0	0.56	0.56	0.58	0.53	-0.15	0.76	0.77	0.74	0.55					Tefilter_
	T_filter	T_air_	HR_air	2m	.5m	1m	T_w_0.5m	E O O	vel	air blown	XHC	XHC	_out	HR_out _{-0.26}	Rainfall -0.19	Irradiance 0.14	Pressure -0.069	I
	; <u>;</u> ⊢	⊢'	HR	$T_{w}2m$	$T_{w_1.5m}$	$T_{\mathbf{w}}1m$	\ \ 	× -	\ V_L	rblo	elico	elico	⊢'	H H	Rair	adia	ress	
				•	⊢'	•	⊢'	•		T ai	Tin_helicoHX	out_h				<u>=</u>	_	
											•	\vdash						

0.6 0.2 0.0 -0.2

0.8

Annexe D

Résultats de l'analyse de sensibilité

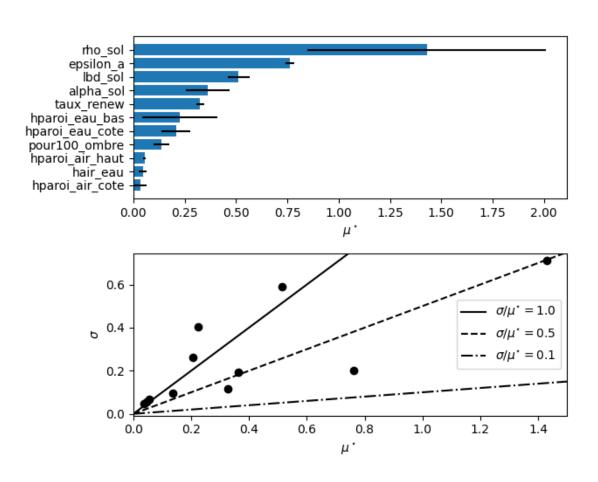


Figure D.1 – Analyse statistique des EE sur la température d'eau au fond de la cuve.

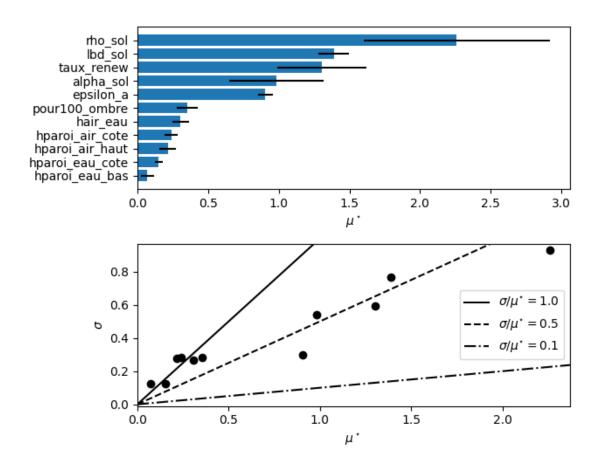


Figure D.2 – Analyse statistique des EE sur la température d'eau à 1 m du fond.

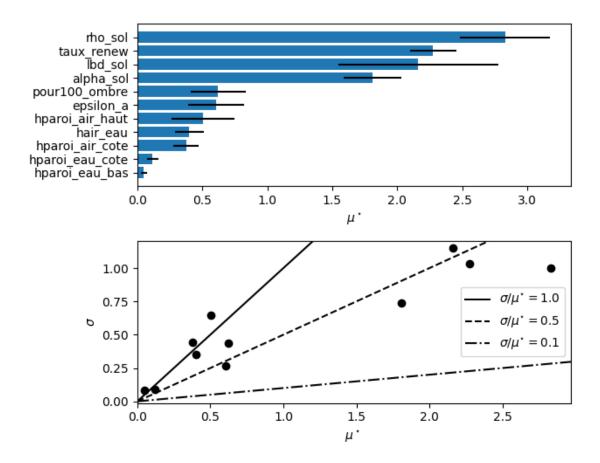


Figure D.3 – Analyse statistique des EE sur la température à 1,5 m du fond.

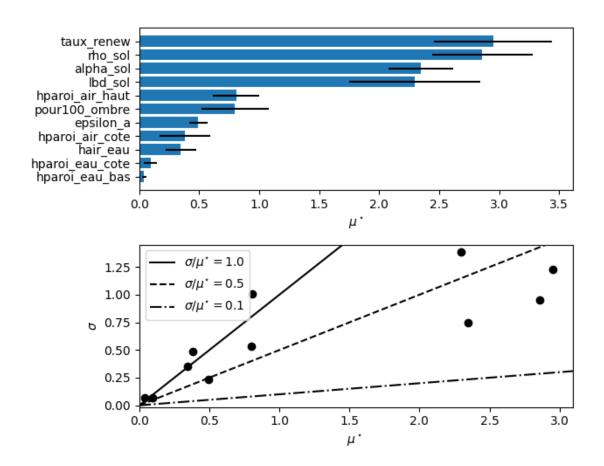


Figure D.4 – Analyse statistique des EE sur la température à 2 m du fond.

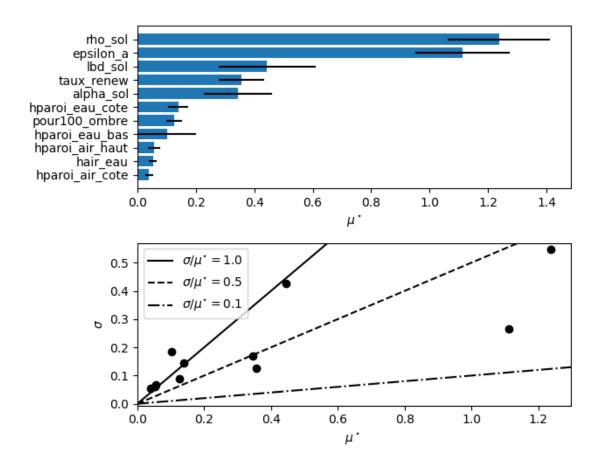


Figure D.5 – Analyse statistique des EE sur la température d'eau en entrée de l'échangeur eau/eau.

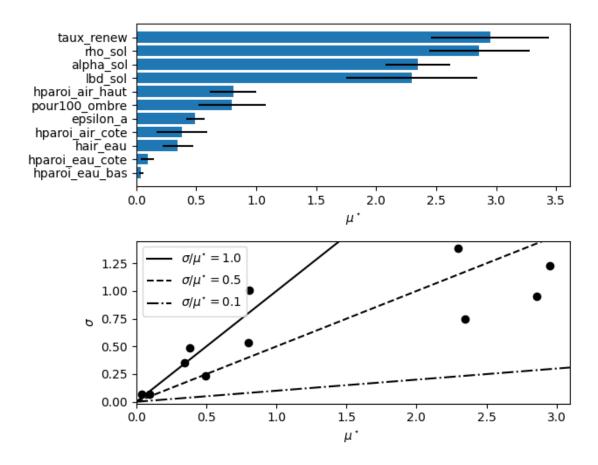


Figure D.6 – Analyse statistique des EE sur la température d'eau en sortie de l'échangeur eau/eau.

Annexe E

Paramètres d'entrée des simulations de validation

Site	Haguenau
Given_Vol	True
lbd_fc_tz	False
Sol_precalcul	False
calcul_h	False
theta	0,5
theta_cuve	0,3
dt	600
m0	9
j0	1
y0	2023
nb_jour	363
rcuve	1,25
haut_cuve	3
haut_cone	0,7
zcuve	0,3
h_garde	0,55
Sroof	120
eb	0,1
lbd_b	1,3
e_couvercle	0,03
lbd_fonte	55
couvercle_soleil	True
pour100_ombre	0,7
Coef_surf_cone	0,78097791
renew	0,1
r	10
zcuve	10
dr	0,05
dz	0,05
n	59
m	131
facteur_aggr_r	1,3
facteur_aggr_z	1,3
facteur_mail_fin_r	1,8
facteur_mail_fin_z	1,8
n_noeud_cuve	46
n HX	12
_ lbd_sol	2,25
rho_sol	1650
cp_sol	1000
alpha_sol	0,375
hcv_sol_air	15
hr_ext	5
epsilon a	0,798
L_coil	100
d_int_coil	0,02
d out coil	0,022
	, - •

Figure E.1 – fichier_input de la validation.

Annexe F

Paramètres d'entrée du modèle TRNSYS

```
***************
  TRNBuild 3.0.298
******************
   BUILDING DESCRIPTIONS FILE TRNSYS
   FOR BUILDING: C:\Users\jbouvenot01\Downloads\new (1)\new
   maquette\_TRNSys\_Haguenau\_New.inf
   GET BY WORKING WITH TRNBuild 1.0 for Windows
  Project
*+++ PROJECT
*+++ TITLE=Haguenau
*+++ CREATED=Lucas
  Zones
ZONES Cave Garage RDC_Chambre RDC_SdB RDC_Sejour RDC_ExtensionSaM
   R1_ExtensionChambre R1_ExtensionSdB R1_Chambre_NO R1_Chambre_NE
   R1_Chambre_SE R1_Circulations Combles
  Orientations
HEMISPHERE NORTHERN
ORIENTATIONS H_0_0 S_0_50 S_0_90 W_90_30 W_90_90 N_180_50 N_180_90
   E_270_30 E_270_90
INTERNAL_CALCULATION H_0_0 S_0_50 S_0_90 W_90_30 W_90_90 N_180_50
   N_180_90 E_270_30 E_270_90
   – radiance parameters –
SCENE_ROTATION_ANGLE=0 : GROUND_IDS= : GROUND_REFLECTANCE=0.2 :
  SHADER_REFLECTANCE=0
```

SITE_ELEVATION=2 B=5 : AD=1000 : A	200 S=20 : AR=300 :	IGITUDE=-9.2 : TIME_ZONE=-15 : AA=0.1 : DJ=0 : DS=0.2 : DR=2 : DP=512
WALL PROPERTIES		
	WALL TYPE	EXT_WALL ————
THERMAL COND 0.18802 W/m2K	UCTANCE, U=	$0.69922 \hspace{0.1cm} kJ/h \hspace{0.1cm} m2K; \hspace{0.1cm} U\!\!-\!\!Wert\!\!=\!$
(incl	. alpha_i=7.7 W	//m^2 K and alpha_o=25 W/m^2 K)
	WALL TYPE	EXT_ROOF_BOIS ————
THERMAL COND 0.12785 W/m2K	UCTANCE, U=	$0.47049 \hspace{0.1cm} kJ/h \hspace{0.1cm} m2K; \hspace{0.1cm} U\!\!-\!\!Wert\!\!=\!$
(incl	. alpha_i=7.7 W	//m^2 K and alpha_o=25 W/m^2 K)
	WALL TYPE	GROUND_FLOOR_RDC ————
THERMAL COND 0.33057 W/m2K	UCTANCE, U=	1.26090 kJ/h m2K; U-Wert=
	. alpha_i=7.7 W	//m^2 K and alpha_o=25 W/m^2 K)
	WALL TYPE	ADJ_WALL ———
THERMAL COND 1.77215 W/m2K	UCTANCE, U=	9.13043 kJ/h m2K; U-Wert =
(incl	. alpha_i=7.7 W	//m^2 K and alpha_o=25 W/m^2 K)
	WALL TYPE	ADJ_CEILING ———
THERMAL COND 2.19189 W/m2K	UCTANCE, U=	12.57743 kJ/h m2K; U-Wert =
(incl	. alpha_i=7.7 W	//m^2 K and alpha_o=25 W/m^2 K)
	WALL TYPE	EXT_ROOF_BETON ————
THERMAL COND 0.25872 W/m2K	UCTANCE, U=	0.97423~kJ/h~m2K;~U-Wert=
	. alpha_i=7.7 W	//m^2 K and alpha_o=25 W/m^2 K)
	WALL TYPE	GROUND_FLOOR_CAVE
3.77020 W/m2K		37.80000 kJ/h m2K; U—Wert= //m^2 K and alpha_o=25 W/m^2 K)
(11101	, –	E PLAFONDCOMBLE

```
THERMAL CONDUCTANCE, U= 0.55776 kJ/h m2K; U-Wert=
0.15096 W/m2K
         (incl. alpha_i=7.7 W/m^2 K and alpha_o=25 W/m^2 K)
               — WALL TYPE EXT WALL GROUND
   THERMAL CONDUCTANCE, U= 28.00000 kJ/h m2K; U-Wert=
3.34928 W/m2K
         (incl. alpha_i=7.7 W/m^2 K and alpha_o=25 W/m^2 K)
              ——— WALL TYPE EXT_WALL_CAVE ——
   THERMAL CONDUCTANCE, U= 0.76596 \text{ kJ/h m2K}; U-Wert=
0.20534 W/m2K
         (incl. alpha_i=7.7 W/m^2 K and alpha_o=25 W/m^2 K)
         *** Used opaque construction types ***
        (u-value incl. h_i=7.7 \text{ W/m}^2 \text{ K} and h_o=25 \text{ W/m}^2 \text{ K})
Construction type name
                                                     | Total
                    PERT PENRT
 area
        | u−value
                                                     m2
          EXT_WALL
                    0.188
   253.874
                                    0.000 |
                                                    0.000
EXT_ROOF_BOIS
                    0.128
                                    0.000
                                                   0.000
   121.070
GROUND_FLOOR_RDC
                                    0.000
   118.414
                    0.331
                                                   0.000
ADJ_WALL
                                    0.000
                    1.772
                                                    0.000
  100.872
ADJ_CEILING
                    2.192
                                    0.000
                                                    0.000
   115.413
EXT_ROOF_BETON
    32.376
                    0.259
                                    0.000
                                                    0.000
GROUND FLOOR CAVE
                                    0.000 |
                    3.770
   118.414
                                                    0.000
PLAFONDCOMBLE
                    0.151
                                                   0.000
   47.809
                                    0.000
EXT_WALL_GROUND
                    3.349
                                    0.000
   61.048
                                                   0.000
EXT_WALL_CAVE
                    0.205
                                    0.000 |
                                                   0.000
   29.414
         *** Used window construction types ***
```

```
( u-value not availble - calculated during simulation)
  Construction type name
                                                       | Total
           u—value
                       | PERT
                                          | PENRT
   area
                                                       | m2
                       | MJ/m2
            | W/m2 K
                                          MJ/m2
  EXT_WINDOW1
               -1.000
                                      0.000
      38.757
                                                      0.000
 Layers
LAYER BET
CONDUCTIVITY= 7.56 : CAPACITY= 1 : DENSITY= 2200 : PERT=
   0 : PENRT=
LAYER BRIQUE
CONDUCTIVITY=
              1.8 : CAPACITY= 1 : DENSITY= 1200 : PERT=
   0 : PENRT=
                0
LAYER LAINEROCHE
CONDUCTIVITY= 0.126 : CAPACITY= 0.92 : DENSITY= 100 : PERT=
   0 : PENRT=
             0
LAYER PLATRE
CONDUCTIVITY= 1.26 : CAPACITY= 0.8 : DENSITY= 1000 : PERT=
   0 : PENRT= 0
LAYER BOIS
CONDUCTIVITY= 0.468 : CAPACITY= 2.4 : DENSITY= 650 : PERT=
             0
   0 : PENRT=
LAYER LAINEBOIS
             0.13 : CAPACITY= 1.9 : DENSITY= 50 : PERT=
CONDUCTIVITY=
   0 : PENRT=
LAYER FIBREBOIS
CONDUCTIVITY= 0.148 : CAPACITY= 1.9 : DENSITY= 50 : PERT=
   0 : PENRT=
              0
LAYER ISOTOIT
              0.08 : CAPACITY= 1.8 : DENSITY= 800 : PERT=
CONDUCTIVITY=
   0 : PENRT=
             0
LAYER CHAPE
              5.04 : CAPACITY= 1 : DENSITY= 2200 : PERT=
CONDUCTIVITY=
             0
   0 : PENRT=
LAYER ISOSOL
CONDUCTIVITY= 0.094 : CAPACITY= 1.5 : DENSITY= 300 : PERT=
   0 : PENRT=
              0
LAYER HOURDIS
              3.96 : CAPACITY= 0.65 : DENSITY= 1300 : PERT=
CONDUCTIVITY=
   0 : PENRT=
LAYER CELLULOSEBOIS
CONDUCTIVITY=
              0.19 : CAPACITY= 1.5 : DENSITY= 200 : PERT=
0 : PENRT=
             0
```

```
LAYER CELLULOSE
 CONDUCTIVITY= 0.137 : CAPACITY= 1.4 : DENSITY=
                                                         55 : PERT=
    0 : PENRT = 0
 CONSTRUCTION (Wall, Floor, Ceiling,...)
CONSTRUCTION EXT WALL
        = PLATRE BRIQUE LAINEROCHE
 LAYERS
 THICKNESS= 0.013 0.27 0.16
\mathsf{HFRONT} = \mathsf{VERTICAL} : \mathsf{HBACK} = 64
CONSTRUCTION EXT_ROOF_BOIS
 LAYERS = BOIS LAINEBOIS FIBREBOIS
 THICKNESS= 0.12 0.12 0.14
HFRONT
        = CEILING : HBACK= 64
CONSTRUCTION GROUND_FLOOR_RDC
 LAYERS = CHAPE ISOSOL BET HOURDIS
 THICKNESS= 0.05 0.07 0.1
 ABS-FRONT= 0.8 : ABS-BACK= 0.5
 EPS-FRONT= 0.9 : EPS-BACK= 0.9
\mathsf{HFRONT} = \mathsf{FLOOR} : \mathsf{HBACK} = \mathsf{CEILING}
CONSTRUCTION ADJ WALL
 LAYERS = PLATRE BRIQUE PLATRE
 THICKNESS= 0.013 0.16 0.013
 ABS-FRONT= 0.4 : ABS-BACK= 0.5
 EPS-FRONT= 0.9 : EPS-BACK= 0.9
\mathsf{HFRONT} = \mathsf{VERTICAL} : \mathsf{HBACK} = \mathsf{VERTICAL}
CONSTRUCTION ADJ_CEILING
 LAYERS = BOIS BET PLATRE
 THICKNESS= 0.02 0.2
                       0.013
 \mathsf{ABS}\!\!-\!\!\mathsf{FRONT}\!\!=\ 0.1 \qquad : \ \mathsf{ABS}\!\!-\!\!\mathsf{BACK}\!\!=\ 0.5
 EPS-FRONT= 0.9 : EPS-BACK= 0.9
        = FLOOR : HBACK= CEILING
CONSTRUCTION EXT ROOF BETON
 LAYERS
        = BET ISOTOIT
 THICKNESS= 0.2 0.08
 ABS-FRONT= 0.6 : ABS-BACK= 0.6
EPS-FRONT= 0.9 : EPS-BACK= 0.9
        = CEILING : HBACK= 64
HFRONT
CONSTRUCTION GROUND_FLOOR_CAVE
 LAYERS = BET
 THICKNESS= 0.2
 ABS-FRONT= 0.6 : ABS-BACK= 0.6
 EPS-FRONT= 0.9 : EPS-BACK= 0.9
HFRONT = FLOOR : HBACK= 0.001
CONSTRUCTION PLAFONDCOMBLE
 LAYERS = PLATRE CELLULOSEBOIS CELLULOSE
THICKNESS= 0.013 0.2 0.1
```

```
ABS-FRONT= 0.6 : ABS-BACK= 0.6
 EPS-FRONT= 0.9 : EPS-BACK= 0.9
\mathsf{HFRONT} = \mathsf{CEILING} : \mathsf{HBACK} = \mathsf{FLOOR}
CONSTRUCTION EXT_WALL_GROUND
 LAYERS = BET
 THICKNESS= 0.27
 ABS-FRONT= 0.4 : ABS-BACK= 0.5
 EPS-FRONT= 0.9 : EPS-BACK= 0.9
\mathsf{HFRONT} = \mathsf{VERTICAL} : \mathsf{HBACK} = 0.001
CONSTRUCTION EXT_WALL_CAVE
 LAYERS = BET LAINEROCHE
 THICKNESS= 0.27 0.16
 ABS-FRONT= 0.6 : ABS-BACK= 0.6
 EPS-FRONT= 0.9 : EPS-BACK= 0.9
\mathsf{HFRONT} = 11 : \mathsf{HBACK} = 11
 Windows
WINDOW EXT WINDOW1
 WINID=201: HINSIDE=VERTICAL: HOUTSIDE=64: SLOPE=-999: SPACID=4:
   WWID=0.77 : WHEIG=1.08 : FFRAME=0.15 : UFRAME=8.17 : ABSFRAME=0.6 :
    RISHADE=0: RESHADE=0: REFLISHADE=0.5: REFLOSHADE=0.5: CCISHADE
   =0.5 : EPSFRAME=0.9 : EPSISHADE=0.9 : ITSHADECLOSE=INPUT 1*
   SHADE_CLOSE: ITSHADEOPEN=INPUT 1*SHADE_OPEN: FLOWTOAIRNODE=1:
   PERT=0 : PENRT=0 : RADMATERIAL=undefined : RADMATERIAL_SHD1=
   undefined
 Properties
PROPERTIES
 DENSITY=1.204 : CAPACITY=1.012 : PRESSURE=101325.000 : HVAPOR=2454.0 :
    SIGMA=2.041e-007 : RTEMP=293.15

    convective heat transfer coefficient calculation

 KFLOORUP=7.2 : EFLOORUP=0.31 : KFLOORDOWN=3.888 : EFLOORDOWN=0.31
 KCEILUP=7.2 : ECEILUP=0.31 : KCEILDOWN=3.888 : ECEILDOWN=0.31
 KVERTICAL=5.76 : EVERTICAL=0.3
 Schedules
SCHEDULE CALEND_DISSIPE_UP_SEM
HOURS =0.000 6.000 9.000 17.000 22.000 24.0
 VALUES=0 1. 0 1. 0 0
SCHEDULE CALEND_DISSIPE_DOWN_SEM
\mbox{HOURS} \ = \mbox{0.000} \ \ 6.000 \ \ 9.000 \ \ 17.000 \ \ 22.000 \ \ 24.0
VALUES=1. 0 1. 0 1. 1.
SCHEDULE CALEND DISSIPE UP WE
HOURS =0.000 6.000 17.000 22.000 24.0
VALUES=0 1. 1. 0 0
SCHEDULE CALEND_DISSIPE_DOWN_WE
```

```
HOURS = 0.000 \ 6.000 \ 17.000 \ 22.000 \ 24.0
VALUES=1. 0 0 1. 1.
SCHEDULE OCC SEM
HOURS = 0.000 \ 9.000 \ 17.000 \ 24.0
VALUES=1. 0 1. 1.
SCHEDULE OCC WE
HOURS = 0.000 24.0
VALUES=1. 1.
SCHEDULE DISSIPE UP
DAYS=1 2 3 4 5 6 7
HOURLY=CALEND_DISSIPE_UP_SEM CALEND_DISSIPE_UP_SEM
   CALEND_DISSIPE_UP_SEM CALEND_DISSIPE_UP_SEM CALEND_DISSIPE_UP_SEM
   CALEND_DISSIPE_UP_WE CALEND_DISSIPE_UP_WE
SCHEDULE DISSIPE_DOWN
DAYS=1 2 3 4 5 6 7
HOURLY=CALEND_DISSIPE_DOWN_SEM CALEND_DISSIPE_DOWN_SEM
   CALEND_DISSIPE_DOWN_SEM CALEND_DISSIPE_DOWN_SEM
   CALEND_DISSIPE_DOWN_SEM CALEND_DISSIPE_DOWN_WE
   CALEND DISSIPE DOWN WE
SCHEDULE OCC
DAYS=1 2 3 4 5 6 7
HOURLY=OCC SEM OCC SEM OCC SEM OCC SEM OCC WE OCC WE
 Gains/Losses
GAIN P DISSIPE UP
CONVECTIVE=SCHEDULE 10*DISSIPE_UP : RADIATIVE=SCHEDULE 10*DISSIPE_UP :
    HUMIDITY=0 : ELPOWERFRAC=0 : AREA_RELATED : CATEGORY=
   MISCELLANEOUS
GAIN P_DISSIPE_DOWN
CONVECTIVE=SCHEDULE 2*DISSIPE_DOWN : RADIATIVE=SCHEDULE 2*DISSIPE_DOWN
    : HUMIDITY=0 : ELPOWERFRAC=0 : AREA_RELATED : CATEGORY=
   MISCELLANEOUS
GAIN OCCUP
CONVECTIVE=SCHEDULE 2.5*OCC : RADIATIVE=SCHEDULE 2.5*OCC : HUMIDITY=0
   : ELPOWERFRAC=0 : AREA_RELATED : CATEGORY=PEOPLE
 Comfort
 Infiltration
INFILTRATION INF LOW
AIRCHANGE=0.35
INFILTRATION INF_cave
AIRCHANGE=0.1
 Ventilation
VENTILATION VENT001
TEMPERATURE=INPUT 1*T_AIR_SUPPLY
```

```
VAIRFLOWSPEC=INPUT 1*QV_VMC
SPECFANPOWER=0
SENSHR=0
ABSMINHUM=OUTSIDE
ABSMAXHUM=OUTSIDE
CALCQAHU=0
VENTILATION morning_freecooling
TEMPERATURE=OUTSIDE
AIRCHANGE=INPUT 10*freecooling
SPECFANPOWER=0
SENSHR=0
ABSMINHUM=OUTSIDE
ABSMAXHUM=OUTSIDE
CALCQAHU=0
 Cooling
* Heating
HEATING HEAT001
ON=20
POWER=999999999
HUMIDITY=0
RRAD=0
ELPOWERFRAC=0
AREA_RELATED_POWER=0
```

- [Abu-Hamdeh, 2003] ABU-HAMDEH, N. H. (2003). Thermal Properties of Soils as affected by Density and Water Content. *Biosystems Engineering*, 86(1):97–102. 223
- [ADEME, 2022] ADEME (2022). Les avis de l'ademe : l'énergie photovoltaïque. Rapport technique, Agence de la Transition Ecologique. 7
- [ADEME et BRGM, 2023] ADEME ET BRGM (2023). Geothermies. https://www.geothermies.fr. Site de référence pour la géothermie. 31, 32, 33, 34, 35, 36, 38
- [ADEME et CODA Stratégies, 2021] ADEME ET CODA STRATÉGIES (2021). La climatisation de confort dans les bâtiments. Rapport technique, ADEME. 8
- [Ahmadi et al., 2022] AHMADI, A., DACCACHE, A., SNYDER, R. L. et SUVOČAREV, K. (2022). Meteorological driving forces of reference evapotranspiration and their trends in California. Science of The Total Environment, 849:157823. 93
- [Allan et al., 2022] Allan, R. P., Cassou, C., Chen, D., Cherchi, A., Connors, L., Doblas-Reyes, F. J., Douville, H., Driouech, F., Edwards, T. L., Fischer, E., Flato, G. M., Forster, P., Achutarao, K. M., Adhikary, B., Aldrian, E. et Armour, K. (2022). IPCC, 2022: Summary for Policymakers. In: Climate Change 2022: Mitigation of Climate Change. Contribution of Working Group III to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. Cambridge University Press, Cambridge, UK and New York, NY, USA. 50
- [Alrtimi *et al.*, 2016] ALRTIMI, A., ROUAINIA, M. et HAIGH, S. (2016). Thermal conductivity of a sandy soil. *Applied Thermal Engineering*, 106:551–560. 91
- [Antoine, 1888] Antoine, L. C. (1888). Tensions des vapeurs; nouvelle relation entre les tensions et les températures. *Comptes Rendus des Séances de l'Académie des Sciences*. 130
- [Artmann *et al.*, 2007] Artmann, N., Manz, H. et Heiselberg, P. (2007). Climatic potential for passive cooling of buildings by night-time ventilation in Europe. *Applied Energy*, 84(2):187–201. 39
- [Auer, 1996] $\,\mathrm{AUER}$, T. (1996). Trnsys type 344 : Assessment of an indoor or outdoor swimming pool. Rapport technique, Transsolar. 131, 132
- [Azam et al., 2018] Azam, M.-H., Morille, B., Bernard, J., Musy, M. et Ro-Driguez, F. (2018). A new urban soil model for SOLENE-microclimat: Review, sensitivity analysis and validation on a car park. *Urban Climate*, 24:728–746. 162

[Baeten *et al.*, 2016] BAETEN, B., CONFREY, T., PECCEU, S., ROGIERS, F. et HELSEN, L. (2016). A validated model for mixing and buoyancy in stratified hot water storage tanks for use in building energy simulations. *Applied Energy*, 172:217–229. 125

- [Banerjee *et al.*, 2015] BANERJEE, N., SONG, L. et HASEMYER, D. (2015). Exxon's own research confirmed fossil fuels' role in global warming decades ago. *Inside Climate News.* 4
- [Bejan, 2013] Bejan, A. (2013). Convection Heat Tranfer. John Wiley & Sons. 127, 129
- [Bernier et al., 2022] BERNIER, N., MARCOTTE, B. et KUMMERT, M. (2022). Calling python from trnsys with cffi. Rapport technique, Polytechnique Montréal. 200
- [Blandin et al., 2007] BLANDIN, D., CACCAVELLI, D., KRAUSS, G. et BOUIA, H. (2007). A zonal approach for modeling stratified solar tanks. In Building Simulation 2007. 127, 139
- [Bouhal *et al.*, 2017] BOUHAL, T., FERTAHI, S., AGROUAZ, Y., RHAFIKI, T. E., KOUSKSOU, T. et JAMIL, A. (2017). Numerical modeling and optimization of thermal stratification in solar hot water storage tanks for domestic applications: CFD study. *Solar Energy*, 157:441–455. 128, 129
- [Bouvenot, 2021] BOUVENOT, J.-B. (2021). Performance simulation of a hybrid geothermal rain water tank coupled to a building mechanical ventilation system. *In Proceedings of Building Simulation 2021 : 17th Conference of IBPSA*, Bruges, Belgium. 81
- [Bouvenot et Beaudet, 2024] BOUVENOT, J.-B. et BEAUDET, C. (2024). Etude d'un système de récupération de chaleur sur eaux grises couplé à un chauffe eau thermodynamique. In Société Française de Thermique, Strasbourg. 34
- [Bowen, 1926] BOWEN, I. S. (1926). The ratio of heat losses by conduction and by evaporation from any water surface. *Phys. Rev.*, 27:779–787. 132, 133
- [Branchu et al., 2020] Branchu, F., Cardona-Maestro, A., Bommenstatt, N., Laplaige, P., Rocher, P., Mikael, P. et Maragna, C. (2020). Geothermie de surface. Rapport technique, ADEME et BRGM. 8, 27
- [Bruse, 2004] Bruse, M. (2004). Envi-met 3.0 : Updated model overview. Rapport technique, ENVI-met. 137
- [Bureau of Infrastructure, Transport and Regional Economics, 2009] BUREAU OF IN-FRASTRUCTURE, TRANSPORT AND REGIONAL ECONOMICS (2009). Transport energy futures: long-term oil supply trends and projections. Rapport technique, Bureau of Infrastructure, Transport and Regional Economics. 2
- [Buri et al., 2004] Buri, R., Kobel, B., Wanner, O., Siegrist, H., Koch, M. et Meier, W. (2004). Wärmenutzung aus Abwasser. Rapport technique, Bundesamtes für Energie (Schweiss). 34, 35

[Byers et al., 1949] BYERS, H., MOSES, H. et HARNEY, P. (1949). Measurement of Rain Temperature. Journal of Meteorology, 6:51–55. 98

- [Campolongo *et al.*, 2007] CAMPOLONGO, F., CARIBONI, J. et SALTELLI, A. (2007). An effective screening design for sensitivity analysis of large models. *Environmental Modelling & Software*, 22(10):1509–1518. 178
- [Cardemil et al., 2021] CARDEMIL, J. M., SCHNEIDER, W., BEHZAD, M. et STARKE, A. R. (2021). Thermal analysis of a water source heat pump for space heating using an outdoor pool as a heat source. *Journal of Building Engineering*, 33:101581. 34, 35
- [Caudron, 2024] CAUDRON, L. (2024). Quelques effets peu connus du réchauffement climatique. Schuman Paper. 50
- [Chang et al., 2017] Chang, C., Wu, Z., Navarro, H., Li, C., Leng, G., Li, X., Yang, M., Wang, Z. et Ding, Y. (2017). Comparative study of the transient natural convection in an underground water pit thermal storage. *Applied Energy*, 208:1162–1173. 128
- [Charney et al., 1979] CHARNEY, J., ARAKAWA, A., BAKER, J. D., BOLIN, B., DI-CKINSON, R. E., GOODY, R. M., LEITH, C., STOMMEL, H. et WUNSCH, C. (1979). Carbon Dioxide and Climate: A Scientific Assessment. Washington, DC: The National Academies Press. 2
- [Choorapulakkal et Noguchi, 2014] CHOORAPULAKKAL, A. et NOGUCHI, M. (2014). A proposed 'water tube heat exchanger' space cooling system performance analysis. *Civil Engineering and Architecture*, 2:166–169. 71
- [Communauté d'Agglomération de Haguenau, 2017] COMMUNAUTÉ D'AGGLOMÉRATION DE HAGUENAU (2017). Plan Local d'Urbanisme Annexe III : Annexes Sanitaires : Assainissement. Rapport technique, Agence de Développement Et d'Urbanisme de l'agglomération de Strasbourg (ADEUS), Haguenau, France. 10, 56, 83
- [Condie, 1997] CONDIE, K. (1997). Plate Tectonics. Elsevier Science. 17
- [Cristofari et al., 2006] CRISTOFARI, C., POGGI, P., NOTTON, G. et MUSELLI, M. (2006). Thermal modelling of a photovoltaic module. Proceedings of the Sixth IASTED International Conference on Modelling, Simulation, and Optimizatiom. 162
- [Cui et al., 2018] Cui, Y., Zhu, J., Twaha, S. et Riffat, S. (2018). A comprehensive review on 2D and 3D models of vertical ground heat exchangers. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 94:84–114. 134
- [Culha et al., 2015] CULHA, O., GUNERHAN, H., BIYIK, E., EKREN, O. et HEPBASLI, A. (2015). Heat exchanger applications in wastewater source heat pumps for buildings: A key review. Energy and Buildings, 104:215–232. 34
- [Dahash *et al.*, 2018] DAHASH, A., JANETTI, M. B. et OCHS, F. (2018). Detailed axial symmetrical model of large-scale underground thermal energy storage. *In Proceedings of the 2018 COMSOL Conference*, page 7. 135
- [Dalley, 2002] DALLEY, S. (2002). *Mari and Karana : Two Old Babylonian Cities*. Gorgias Press. 22

[Danicourt, 1897] Danicourt, A. E. (1897). Compte rendu des fouilles et des travaux exécutés dans les souterrains-refuges de naours depuis le 3 juillet 1893. *Impr. C.Paillart*. 21

- [De Carli *et al.*, 2010] DE CARLI, M., TONON, M., ZARRELLA, A. et ZECCHIN, R. (2010). A computational capacity resistance model (carm) for vertical ground-coupled heat exchangers. *Renewable energy*, 35(7):1537–1550. 135
- [De Césaro Oliveski *et al.*, 2003] DE CÉSARO OLIVESKI, R., KRENZINGER, A. et VIELMO, H. A. (2003). Comparison between models for the simulation of hot water storage tanks. *Solar Energy*, 75(2):121–134. 127, 139
- [Dehghani-sanij et Bahadori, 2021] DEHGHANI-SANIJ, A. et BAHADORI, M. (2021). *Ice-Houses : Energy, Architecture, and Sustainability.* Elsevier. 22
- [Deutz et al., 2018] DEUTZ, K. R., CHARLES, G.-L., CAURET, O., RULLIÈRE, R. et HABERSCHILL, P. (2018). Detailed and dynamic variable speed air source heat pump water heater model: Combining a zonal tank model approach with a grey box heat pump model. *International Journal of Refrigeration*, 92:55–69. 127
- [DEVO0773410A, 2008] DEVO0773410A, N. . (2008). Arrêté du 21 août 2008 relatif à la récupération des eaux de pluie et à leur usage à l'intérieur et à l'extérieur des bâtiments. 56
- [Dèzes *et al.*, 2004] Dèzes, P., Schmid, S. M. et Ziegler, P. A. (2004). Evolution of the European Cenozoic Rift System: interaction of the Alpine and Pyrenean orogens with their foreland lithosphere. *Tectonophysics*, 389(1-2):1–33. 19
- [Dickin, 2018] DICKIN, A. P. (2018). *Radiogenic Isotope Geology*. Cambridge University Press, 3 édition. 15
- [Doherty et al., 2004] DOHERTY, P., AL-HUTHAILI, S., RIFFAT, S. et ABODAHAB, N. (2004). Ground source heat pump—description and preliminary results of the Eco House system. Applied Thermal Engineering, 24(17-18):2627–2641. 65
- [Erbs et al., 1982] ERBS, D. G., KLEIN, S. A. et DUFFIE, J. A. (1982). Estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly-average global radiation. Solar Energy, 28(4):293–302. 160
- [Eu et al., 2024] Eu, H., Kim, G., Yoon, G., Lee, Y., Sasui, S., Son, M., Choi, H. et Nam, J. (2024). Field experiment on performance of water source heat pump using underground rainwater tank as heat source. *Journal of Building Engineering*, 84:108551. 62, 63, 75, 114
- [Fiorelli *et al.*, 2012] FIORELLI, L. E., GRELLET-TINNER, G., ALASINO, P. H. et AR-GAÑARAZ, E. (2012). The geology and palaeoecology of the newly discovered cretaceous neosauropod hydrothermal nesting site in sanagasta (los llanos formation), la rioja, northwest argentina. *Cretaceous Research*, 35:94–117. 15
- [Fletcher, 1987] FLETCHER, R. (1987). *Practical Methods of Optimization*. John Wiley and Sons. 183

[France, 2022] FRANCE, M. (2022). Bilan climatique de l'été 2022. https://meteofrance.fr/sites/meteofrance.fr/files/files/editorial/Bilan_complet ete 2022 12102022.pdf. Accessed 2024-10-09. 104

- [France, 2023] FRANCE, M. (2023). Bilan climatique de l'été 2023. https://meteofrance.fr/sites/meteofrance.fr/files/files/editorial/Bilan_definitif_ete_2023.pdf. Accessed 2024-10-09. 104
- [Gable, 1979] Gable, R. (1979). Le flux de chaleur en france, déterminations et synthèse. Rapport technique, Bureau de Recherche Géologique et Minière (BRGM) Département géothermie. 19
- [Gan et al., 2007] GAN, G., RIFFAT, S. B. et CHONG, C. (2007). A novel rainwater—ground source heat pump Measurement and simulation. Applied Thermal Engineering, 27(2-3):430–441. 61, 62, 75, 139
- [Gao *et al.*, 2016] GAO, Y., FAN, R., LI, H., LIU, R., LIN, X., GUO, H. et GAO, Y. (2016). Thermal performance improvement of a horizontal ground-coupled heat exchanger by rainwater harvest. *Energy and Buildings*, 110:302–313. 65, 66, 76, 136, 138
- [Genet, 2015] GENET, R. (2015). Avis de l'agence nationale de sécurité sanitaire de l'alimentation, de l'environnement et du travail relatif à l'utilisation de l'eau de pluie pour le lavage du linge chez les particuliers faisabilité de l'expertise. Rapport technique, ANSES. 57
- [Graff et Anitivilo, 2023] GRAFF, J. et ANITIVILO, M. (2023). La géothermie en france etude de filière 2023 6e édition. Rapport technique, Association Frnçaise des Professionels de la Géothermie. 9, 26, 27, 28
- [Guillot et al., 2002] GUILLOT, X., AL-MUKHTAR, M., BERGAYA, F. et FLEUREAU, J.-M. (2002). Estimation de la porosité dans un matériau argileux. Comptes Rendus Geoscience, 334(2):105–109. 223
- [Gwenzi et al., 2015] GWENZI, W., DUNJANA, N., PISA, C., TAURO, T. et NYAMAD-ZAWO, G. (2015). Water quality and public health risks associated with roof rainwater harvesting systems for potable supply: Review and perspectives. Sustainability of Water Quality and Ecology, 6:107–118. 57
- [Hamdhan et Clarke, 2010] HAMDHAN, I. N. et CLARKE, B. (2010). Determination of thermal conductivity of coarse and fine sand soils. In Proceedings World Geothermal Congress 2010. 223
- [Handbook, 2009] HANDBOOK, A. (2009). Ashrae handbook–fundamentals. *Atlanta*, *GA*. 162
- [Harrington et Modera, 2013] HARRINGTON, C. et MODERA, M. (2013). Swimming pools as heat sinks for air conditioners: California feasibility analysis. *Energy and Buildings*, 59:252–264. 34
- [Hawking, 2020] HAWKING, S. (2020). *Une brève histoire du temps. Du Big Bang aux trous noirs*. Champs Sciences. Flammarion, Paris. 15

[Healy, 1977] HEALY, J. (1977). La géothermie : Jean Goguel. Doin, Paris, 1975, 174 pp., FF. 88.00. *Tectonophysics*, 41(4):321–324. 18

- [Herman et Usher, 2017] HERMAN, J. et USHER, W. (2017). SALib: An open-source python library for sensitivity analysis. *The Journal of Open Source Software*, 2(9). 180
- [Hollmuller et al., 2005] HOLLMULLER, P., LACHAL, B. et PAHUD, D. (2005). Rafraîchissement par geocooling: Bases pour un manuel de dimensionnement. Rapport technique, CUEPE Centre Universitaire d'étude des problèmes de l'énergie, Geneva. 113, 114
- [Holmgren et al., 2018] HOLMGREN, W. F., HANSEN, C. W. et MIKOFSKI, M. A. (2018). pvlib python: a python package for modeling solar energy systems. *Journal of Open Source Software*, 3(29):884. 160
- [Houghton et al., 1990] HOUGHTON, J. T., JENKINS, G. et EPHRAUMS, J. (1990). Climate Change. The IPCC Scientifique Assessment Report by Working Group I. Cambridge University Press, Cambridge, UK and New York, NY, USA. 3
- [Hviid *et al.*, 2020] HVIID, C. A., ZUKOWSKA-TEJSEN, D. et NIELSEN, V. (2020). Cooling of schools results from a demonstration project using adiabatic evaporative cooling with harvested rainwater. *E3S Web of Conferences*, 172:02003. 72
- [Incropera et al., 2007] INCROPERA, F., DEWITT, D., BERGMAN, T. et LAVINE, A. (2007). Fundamentals of Heat and Mass Tranfer. John Wiley and Sons. 148, 149, 151
- [Ineichen et al., 1992] INEICHEN, P., PEREZ, R., SEAL, R., MAXWELL, E. L. et ZALENKA, A. (1992). Dynamic global-to-direct irradiance conversion models. *Ashrae Transactions*, 98:354–369. 160
- [International Energy Agency, 2024] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (2024). Oil 2024 analysis and forecast to 2030. Rapport technique, International Energy Agency.
- [Iwanaga et al., 2022] IWANAGA, T., USHER, W. et HERMAN, J. (2022). Toward SA-Lib 2.0: Advancing the accessibility and interpretability of global sensitivity analyses. Socio-Environmental Systems Modelling, 4:18155. 180
- [JDS Strasbourg, 2024] JDS STRASBOURG (2024). Les maisons des rochers eschbourg. https://www.jds.fr/eschbourg/patrimoine-historique/maisons-rochers-graufthal-alsace-4809_L. article maison des rochers. 21
- [Jerving et al., 2015] JERVING, S., JENNINGS, K., HIRSCH, M. M. et RUST, S. (2015). Special report: What exxon knew about global warming's impact on the arctic. Los Angeles Times. 4
- [Kalz et al., 2010] KALZ, D. E., WIENOLD, J., FISCHER, M. et CALI, D. (2010). Novel heating and cooling concept employing rainwater cisterns and thermo-active building systems for a residential building. *Applied Energy*, 87(2):650–660. 69, 70, 75, 76, 245

[KENDALL, 1938] KENDALL, M. G. (1938). A new measure of rank correlation. Biometrika, 30(1-2):81–93. 93

- [Kenjo et al., 2007] Kenjo, L., Inard, C. et Caccavelli, D. (2007). Experimental and numerical study of thermal stratification in a mantle tank of a solar domestic hot water system. *Applied Thermal Engineering*, 27(11):1986–1995. 127
- [Kersten, 1949] KERSTEN, M. S. (1949). *Thermal properties of soils*. University of Minnesota. 64, 65
- [Kheirkhah Sangdeh et Nasrollahi, 2022] KHEIRKHAH SANGDEH, P. et NASROLLAHI, N. (2022). Windcatchers and their applications in contemporary architecture. *Energy and Built Environment*, 3(1):56–72. Publisher: Elsevier. 41
- [Klein et al., 2021] KLEIN, BACKMAN, MITCHELL, DUFFIE, DUFFIE, FREEMAN, MITCHELL, BRAUN, EVANS, KUMMER, URBAN, FIKSEL, THORNTON, BLAIR, WILLIAMS, BRADLEY, McDowell, Kummert, Arias, Duffy et Weiss (2021). Trnsys 18: Mathematical reference. Rapport technique, Solar Energy Laboratory and Transsolar and CSTB and TESS. 123, 148, 151, 152
- [Kleinbach *et al.*, 1993] KLEINBACH, E. M., BECKMAN, W. A. et KLEIN, S. A. (1993). Performance study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks. *Solar Energy*, 50(2):155–166. 122, 123
- [KMT, 2024] KMT (2024). Krafla magma testbed. https://kmt.is/resources/.
 Présentation du projet Kafla Magma Testbed. 26
- [Krishna et al., 2006] KRISHNA, H., BENNETT, A., HENDERSON, B., OFUNREIN, K. et MULLARKEY, N. (2006). Rainwater harvesting potential and guidelines for texas. Rapport technique, Texas Rainwater Harvesting Evaluation Committee. 58
- [LAPLAIGE et LEMALE, 2010] LAPLAIGE, P. et LEMALE, J. (2010). Géothermie de surface aquifères superficiels et stockage thermique souterrain. *Techniques de l'ingénieur Environnement et construction*, base documentaire : TIB552DUO.(ref. article : be8593). fre. 36
- [Laplaige et Lemale, 2010] LAPLAIGE, P. et LEMALE, J. (2010). Géothermie de surface puits canadiens, capteurs enterrés et géostructures. *Techniques de l'ingénieur Environnement et construction*, base documentaire : TIB552DUO.(ref. article : be8592).
- [Latif *et al.*, 2022] LATIF, S., ALIM, M. A. et RAHMAN, A. (2022). Disinfection methods for domestic rainwater harvesting systems: A scoping review. *Journal of Water Process Engineering*, 46:102542. 57
- [Lazzarin, 2022] LAZZARIN, R. (2022). Passive cooling technologies. 47th Informatory Note on Refrigeration Technologies. 39, 46
- [Lazzarini et Hughes, 2002] LAZZARINI, N. et HUGHES, H. (2002). *Une France insolite : Les Troglodytes*. Ouest-France. 21
- [Lee et Lam, 2012] LEE, C. K. et LAM, H. N. (2012). A modified multi-ground-layer model for borehole ground heat exchangers with an inhomogeneous groundwater flow. *Energy*, 47(1):378–387. 136

[Lemale, 2009] LEMALE, J. (2009). La Géothermie. Dunod, Le Moniteur, ADEME, Paris. 18, 23, 32, 38

- [Lemale et Gourmez, 2008] Lemale, J. et Gourmez, D. (2008). Pompe à chaleur géothermique sur aquifère. Rapport technique, AREL, BRGM, EDF, ADEME Lorrain. 36
- [Lesueur Hervé, 2012] Lesueur Hervé (2012). Géothermie très basse énergie : modèles simplifiés dans une optique macro-économique. Rapport final, BRGM/RP-60754-FR. 29, 30
- [Liou, 2002] Liou, K. (2002). *An Introduction to Atmospheric Radiation*. Academic Press. 43
- [Liu et al., 2024] LIU, M., NEJAT, P., CAO, P., JIMENEZ-BESCOS, C. et KAISER CALAUTIT, J. (2024). A critical review of windcatcher ventilation: Micro-environment, techno-economics, and commercialisation. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 191:114048. Publisher: Pergamon. 41, 42
- [Lund et Toth, 2021] Lund, J. W. et Toth, A. N. (2021). Direct utilization of geothermal energy 2020 worldwide review. *In Proceedings World Geothermal Congress* 2020+1. 27
- [Luo et al., 2023] Luo, Y., Cui, D., Hu, L., Ochs, F., Tosatto, A., Xu, G., Tian, Z., Dahash, A., Yu, J., Yuan, G., Chen, Y., Wang, D., Liu, Y. et Fan, J. (2023). Semi-analytical modeling of large-scale water tank for seasonal thermal storage applications. *Energy and Buildings*, 278:112620. 127, 128
- [Mahmood *et al.*, 2016] MAHMOOD, M. H., SULTAN, M., MIYAZAKI, T., KOYAMA, S. et MAISOTSENKO, V. S. (2016). Overview of the Maisotsenko cycle A way towards dew point evaporative cooling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 66:537–555. 46, 47, 48
- [Marigo et al., 2021] MARIGO, M., PRATAVIERA, E., BORDIGNON, S., BOTTARELLI, M. et Zarrella, A. (2021). Analysis of the thermal performance of a water storage cell with helical shaped pipe for ground source heat pumps. In Proceedings of Building Simulation 2021: 17th Conference of IBPSA, page 8, Bruges, Belgium. 63, 64, 75, 76, 135, 139
- [Martin, 1997] MARTIN, J. (1997). Les glacières françaises, Histoire de la glace naturelle. Edition errance. 22
- [Martins Vaz et al., 2023] MARTINS VAZ, I. C., GHISI, E. et SOUZA, J. C. (2023). Potential use of rainwater as a tool for fire stations and firefighting: Literature review, environmental and cost assessments. *Science of The Total Environment*, 898:165510. 55
- [Masson-Delmotte et al., 2021] MASSON-DELMOTTE, V. et al. (2021). Climate Change 2021: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA. 4, 5, 212

[Matos et al., 2013] MATOS, C., SANTOS, C., PEREIRA, S., BENTES, I. et IMTEAZ, M. (2013). Rainwater storage tank sizing: Case study of a commercial building. International Journal of Sustainable Built Environment, 2(2):109–118. 240

- [Maxwell, 1987] MAXWELL, E. L. (1987). A quasi-physical model for converting hourly global horizontal to direct normal insolation. Rapport technique, Solar Energy Research Institute. 160
- [McAdams et al., 1926] McAdams, W., Sherwood, T. et Turner, R. (1926). Heat transmission from condensing steam to water in surface condensers and feedwater heaters. *Journal of Fluids Engineering*, 48:1233–1258. 162
- [Meadows et al., 1972] MEADOWS, D. H., MEADOWS, D. L., RANDERS, J. et BEH-RENS III, W. W. (1972). The Limits to Growth. A Report for the Club of Rome's Project on the Predicament of Mankind. Universe Books, New York. 1
- [Mellouk et al., 2021] Mellouk, A., Baudouin, V. et Cazal, J. (2021). Géothermie de minime importance : De la réglementation aux règles de l'art. Rapport technique, BRGM et DREAL Pays de la Loire. 27
- [Menberg et al., 2016] MENBERG, K., HEO, Y. et CHOUDHARY, R. (2016). Sensitivity analysis methods for building energy models: Comparing computational costs and extractable information. *Energy and Buildings*, 133:433–445. 179
- [Meunier, 2014] MEUNIER, A. (2014). La naissance de la Terre. De sa formation à l'apparition de la vie. Dunod, Paris. 15
- [Monnot et al., 2012] Monnot, P., Ausseur, J.-Y., Bezelgues-Courtade, S., Bollard, G., Bommensatt, N., Cardona-Maestro, A., Dieudonné, G., Gourmez, D., Martin, J.-C., Reiss, C. et Riederer, P. (2012). Les pompes à chaleur géothermiques sur champ de sondes: manuel pour la conception et la mise en oeuvre guide technique. Collection scientifique et technique. ADEME BRGM éd, Angers] [Orléans. 32
- [Montazeri et Azizian, 2008] MONTAZERI, H. et AZIZIAN, R. (2008). Experimental study on natural ventilation performance of one-sided wind catcher. *Building and Environment*, 43(12):2193–2202. 41
- [Morris, 1991] MORRIS, M. D. (1991). Factorial Sampling Plans for Preliminary Computational Experiments. *Technometrics*, 33(2):161–174. Publisher: Taylor & Francis _eprint: https://www.tandfonline.com/doi/pdf/10.1080/00401706.1991.10484804. 178
- [MTE-MCT, 2023] MTE-MCT (2022 revisé 2023). L'eau en france : ressource et utilisation synthèse des connaissances en 2021. Rapport technique, Ministère de la transition écologique et de la cohésion des territoires. 53, 54
- [Météo France, 2023] m M'et'eo France (2023). Bilan climatique de l'année 2022. Rapport technique, Météo France. 50
- [Météo France, 2024] MÉTÉO FRANCE (2024). Bilan climatique de l'année 2023. Rapport technique, Météo France. 50

[Nash *et al.*, 2017] NASH, A. L., BADITHELA, A. et JAIN, N. (2017). Dynamic modeling of a sensible thermal energy storage tank with an immersed coil heat exchanger under three operation modes. *Applied Energy*, 195:877–889. 125

- [NGUYEN-DEROCHE et al., 2011] NGUYEN-DEROCHE, T. L. N., de GOU-VELLO, B., LUCAS, F., MOULIN, L., SAAD, M. et GROMAIRE, M.-C. (2011). Rainwater harvesting in dwelling-houses in france: current regulatory context and quality issues. In 12nd International Conference on Urban Drainage, Porto Alegre/Brazil. 57
- [Nielsen, 1993] NIELSEN, I. (1993). Thermae et Balnea: The Architecture and Cultural History of Roman Public Baths. Hardback. 21
- [Nikoosokhan *et al.*, 2016] NIKOOSOKHAN, S., NOWAMOOZ, H. et CHAZALLON, C. (2016). Effect of dry density, soil texture and time-spatial variable water content on the soil thermal conductivity. *Geomechanics and Geoengineering*, 11(2):149–158. 136, 137, 138, 154, 184
- [Noël *et al.*, 2008] Noël, J., Heintz, J. et Albaric, M. (2008). Modélisation, implémentation et validation d'un modèle général de ballon ECS. *In IBPSA France*. 125
- [Observ'ER, 2023] OBSERV'ER (2023). Suivi du marché 2023 des pompes à chaleur individuelles. Rapport technique, Observ'ER - Observatoire des énergies renouvelables. 27
- [Okoye et al., 2015] OKOYE, C. O., SOLYALI, O. et AKINTUĞ, B. (2015). Optimal sizing of storage tanks in domestic rainwater harvesting systems: A linear programming approach. Resources, Conservation and Recycling, 104:131–140. 240
- [Patankar, 1980] PATANKAR, S. (1980). *Numerical heat transfer and fluid flow*. Mc Graw-Hill Book Company. 127
- [Perez et al., 2002] PEREZ, R., INEICHEN, P., MOORE, K., KMIECIK, M., CHAIN, C., GEORGE, R. et VIGNOLA, F. (2002). A new operational model for satellite-derived irradiances: description and validation. Solar Energy, 73(5):307–317. 160
- [Prince George's County, 2000] PRINCE GEORGE'S COUNTY, M. (2000). Low impact development design strategies: Integrated design approach. Rapport technique, Department of Environmental Resources, Programs and Plannig Division. 65
- [Proulx et al., 2024] Proulx, H., Debia, M. et Hallé, S. (2024). Impact of modified ventilation strategies on water evaporation rate and thermal comfort in an indoor swimming pool by numerical study. *Building and Environment*, page 111462. 133
- [R., 2015] R., L. (2015). Evaporative cooling. 27th Informatory Note on Refrigeration Technologies. 45
- [Riederer et al., 2003] RIEDERER, P., MARCHIO, D. et VISIER, J.-C. (2003). Modèle de zone adapté aux essais de régulateurs de systèmes de chauffage et de climatisation. Cahiers du CSTB. 126

[Robitu *et al.*, 2004] ROBITU, M., INARD, C., MUSY, M. et GROLEAU, D. (2004). Energy balance study of water ponds and its influence on building energy consumption. *Building Services Engineering Research and Technology*, 25(3):171–182. 132

- [Sadighi Dizaji *et al.*, 2018] SADIGHI DIZAJI, H., HU, E. J. et CHEN, L. (2018). A comprehensive review of the Maisotsenko-cycle based air conditioning systems. *Energy*, 156:725–749. 47
- [Salazar et al., 2019] SALAZAR, A., OLEAGA, A., MENDIOROZ ASTIGARRAGA, M. A., SALAZAR, A., OLEAGA, A. et MENDIOROZ ASTIGARRAGA, M. A. (2019). How far and fast does heat propagate? Latin-American Journal of Physics Education, 13(2). Number: 2. 158
- [Sartori, 2000] SARTORI, E. (2000). A critical review on equations employed for the calculation of the evaporation rate from free water surfaces. *Solar Energy*, 68(1):77–89. 131
- [Schlömer et al., 2014] Schlömer, Bruckner, Fulton, Hertwich, McKinnon, Perczyk, Roy, Schaeffer, Sims, Smith et Wiser (2014). Climate Change 2014: Mitigation of Climate Change. Contribution of Working Group III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. Annex III: Technology-specific cost and performance parameters. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA. 7, 201, 213
- [Sebi et al., 2023] SEBI, C., VERNAY, A.-L., SCHLEICH, J. et FANGHELLA, V. (2023). Comment expliquer les retards de la france en matière d'énergies renouvelables? *The Conversation*. 8
- [Shah et Furbo, 2003] Shah, L. et Furbo, S. (2003). Entrance effects in solar storage tanks. *Solar Energy*, 75:337–348. 128
- [Shah, 2014] Shah, M. (2014). Methods for calculation of evaporation from swimming pools and other water surfaces. *ASHRAE Transactions*, 120:3–17. 133, 134, 144
- [Shawky et al., 2023] SHAWKY, M., AHMED, M. R., GHADERPOUR, E., GUPTA, A., ACHARI, G., DEWAN, A. et HASSAN, Q. K. (2023). Remote sensing-derived land surface temperature trends over South Asia. *Ecological Informatics*, 74:101969. 93
- [Silva et Maia, 2021] Silva, M. M. M. A. et Maia, A. G. (2021). Equation for rainwater tank efficiency: Considering demand, roof area, tank size and pluvial regime. *Environmental Challenges*, 3:100044. 240
- [SIU, 2021] SIU, M.-O. (2021). Rainergy: Conception de prototypes de récupérateurs d'eau de pluie géothermiques. Projet de fin d'études, INSA Strasbourg, Strasbourg. 81, 82
- [Sodha et al., 1994] SODHA, M., SAWHNEY, R. et BUDDHI, D. (1994). Use of evaporatively cooled underground water storage for convective cooling of buildings: An analytical study. *Energy Conversion and Management*, 35(8):683–688. 72, 75
- [Soriga et Badescu, 2017] SORIGA, I. et BADESCU, V. (2017). Performance of SDHW systems with fully mixed and stratified tank operation under radiative regimes with different degree of stability. *Energy*, 118:1018–1034. 121

[Sørensen, 2017] SØRENSEN, B. (2017). 3 - individual renewable energy sources. *In* SØRENSEN, B., éditeur : *Renewable Energy (Fifth Edition)*, pages 219–353. Academic Press, Boston, fifth edition édition. 159

- [Techniques de l'Ingénieur, 2007] TECHNIQUES DE L'INGÉNIEUR (2007). Rayonnement solaire aspects géométriques et énergétiques. Techniques de l'ingénieur Techniques du bâtiment : le second oeuvre et les lots techniques, base documentaire : TIP266WEB.(ref. article : tba2645). fre. 18
- [The World Bank, 2017] THE WORLD BANK (2017). Average precipitation in depth (mm per year). data retrieved from Agriculture and Rural Development Indicators, https://data.worldbank.org/indicator/AG.LND.PRCP.MM. 82
- [Thiers et Peuportier, 2008] THIERS, S. et PEUPORTIER, B. (2008). Thermal and environmental assessment of a passive building equipped with an earth-to-air heat exchanger in France. *Solar Energy*, 82(9):820–831. 175
- [Tjernström, 1989] TJERNSTRÖM, M. (1989). Some tests with a surface energy balance scheme, including a bulk parameterisation for vegetation, in a mesoscale model. Boundary-Layer Meteorology, 48:33–68. 137, 226, 246
- [Triboix et Bouvenot, 2022] TRIBOIX, A. et BOUVENOT, J.-B. (2022). Transferts thermiques. Méthodes numériques. 35 problèmes d'application résolus. Eyrolles. 48, 150
- [Upshaw, 2015] UPSHAW, C. R. (2015). Modeling peak load reduction and energy consumption enabled by an integrated thermal energy and water storage system for residential air conditioning systems in austin, texas. *Energy and Buildings*, 97. 66
- [Upshaw *et al.*, 2017] UPSHAW, C. R., RHODES, J. D. et WEBBER, M. E. (2017). Modeling electric load and water consumption impacts from an integrated thermal energy and rainwater storage system for residential buildings in Texas. *Applied Energy*, 186:492–508. 67, 75
- [US Department of Energy, 2022] US DEPARTMENT OF ENERGY (2022). Geothermal Heat Pumps. https://www.energy.gov/energysaver/geothermal-heat-pumps. Types d'échangeurs géothermiques pour PAC. 34, 37
- [Van Tubergen et Van der Linden, 2002] VAN TUBERGEN, A. et Van der LINDEN, S. (2002). A brief history of spa therapy. *Annals of the Rheumatic Diseases*. 21
- [Viessmann, 2013] VIESSMANN (2013). Technique de pointe chauffer avec de la glace - le réservoir de glace viessmann. Rapport technique, Viessmann Belgium et Viessmann Luxembourg. 68, 69
- [Virtanen et al., 2020] Virtanen, P., Gommers, R., Oliphant, T. E., Haberland, M., Reddy, T., Cournapeau, D., Burovski, E., Peterson, P., Weckesser, W., Bright, J., van der Walt, S. J., Brett, M., Wilson, J., Millman, K. J., Mayorov, N., Nelson, A. R. J., Jones, E., Kern, R., Larson, E., Carey, C. J., Polat, İ., Feng, Y., Moore, E. W., Vanderplas, J., Laxalde, D., Perktold, J., Cimrman, R., Henriksen, I., Quintero, E. A., Harris,

C. R., ARCHIBALD, A. M., RIBEIRO, A. H., PEDREGOSA, F., VAN MULBREGT, P. et SciPy 1.0 Contributors (2020). SciPy 1.0: Fundamental Algorithms for Scientific Computing in Python. *Nature Methods*, 17:261–272. 183

- [Walther, 2021] WALTHER, E. (2021). Building Physics Applications in Python. DIY Spring, Paris. 165
- [Walther, 2023] Walther, E. (2023). Techniques Numériques en Energétique, Modélisation pour la physique du bâtiment. INSA Strasbourg. 158
- [Wang et al., 2021] WANG, T., WU, Y., SHI, L., HU, X., CHEN, M. et WU, L. (2021).
 A structural polymer for highly efficient all-day passive radiative cooling. Nature Communications, 12(1):365. 44, 45
- [Woolley *et al.*, 2011] WOOLLEY, J., HARRINGTON, C. et MODERA, M. (2011). Swimming pools as heat sinks for air conditioners: Model design and experimental validation for natural thermal behavior of the pool. *Building and Environment*, 46(1):187–195. 132, 133, 134
- [Xin et Ebadian, 1996] XIN, R. C. et EBADIAN, M. A. (1996). Natural convection heat transfer from helicoidal pipes. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 10(2):297–302. Publisher: American Institute of Aeronautics and Astronautics. 151
- [Xu et al., 2022] Xu, G., Hu, L., Luo, Y., Tian, Z., Deng, J., Yuan, G. et Fan, J. (2022). Numerical modeling and parametric analysis of thermal performance for the large-scale seasonal thermal energy storage. *Energy and Buildings*, 275:112459. 126, 135
- [Yuan et al., 2003] Yuan, T., Fengmin, L. et Puhai, L. (2003). Economic analysis of rainwater harvesting and irrigation methods, with an example from China. Agricultural Water Management, 60(3):217–226. 55
- [Zeitoun et al., 2023] ZEITOUN, W., LIN, J. et SIROUX, M. (2023). Energetic and Exergetic Analyses of an Experimental Earth–Air Heat Exchanger in the Northeast of France. *Energies*, 16(3):1542. 105, 113, 114
- [Zeyghami *et al.*, 2018] ZEYGHAMI, M., GOSWAMI, D. Y. et STEFANAKOS, E. (2018). A review of clear sky radiative cooling developments and applications in renewable power systems and passive building cooling. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 178:115–128. 44
- [Zhang et Wang, 2017] Zhang, N. et Wang, Z. (2017). Review of soil thermal conductivity and predictive models. *International Journal of Thermal Sciences*, 117:172–183. 136
- [Zhao et al., 2019] Zhao, B., Hu, M., Ao, X., Chen, N. et Pei, G. (2019). Radiative cooling: A review of fundamentals, materials, applications, and prospects. Applied Energy, 236:489–513. 43





Lucas STRIEGEL









Etudes numérique et expérimentale de récupérateurs d'eaux pluviales enterrés géothermiques pour le rafraîchissement passif des bâtiments

Résumé

Face au changement climatique, caractérisé notamment par des périodes caniculaires plus longues et intenses, mais aussi par une disponibilité irrégulière de la ressource en eau, il est nécessaire d'apporter des solutions sobres en consommations énergétiques pour renforcer la résilience des bâtiments. Les cuves de récupération d'eaux de pluie enterrées sont des systèmes de plus en plus exploités qui permettent la gestion et le stockage de l'eau. En y immergeant un échangeur de chaleur, il est possible de profiter de l'effet géothermique de l'eau et du sol environnant pour rafraîchir les bâtiments de façon passive. Ce travail de recherche vise à étudier les performances et la faisabilité de ces systèmes hybrides. Un modèle numérique a été développé et validé grâce aux données recueillies par l'instrumentation de prototypes à l'échelle 1 pendant près de trois ans. L'exploitation du modèle a mis en évidence les facteurs influents du système. Des règles de prédimensionnement pour évaluer la quantité d'énergie potentiellement récupérable ont ensuite été établies. Le modèle du système a ensuite été intégré dans un outil de simulation énergétique du bâtiment pour évaluer les gains en termes de confort des occupants.

Mots-clés : géocooling – cuve de récupération d'eaux de pluie – rafraîchissement passif – stockage thermique à surface libre – acquisition de données long terme – modélisation numérique

Résumé en anglais

In the face of climate change, characterized by longer and more intense heatwaves, as well as irregular availability of water resources, it is essential to provide energy-efficient solutions to strengthen the resilience of buildings. Underground rainwater tanks are increasingly being exploited as systems for managing and storing water. By immersing a heat exchanger in the tank, it is possible to harness the geothermal effect of the water and surrounding soil to passively cool buildings. This research aims to study the performance and feasibility of these hybrid systems. A numerical model was developed and validated using data collected from the monitoring of full-scale prototypes over a period of nearly three years. The model was used to highlight the key factors influencing the system. The model was used to identify the factors influencing the system. Presizing rules were then established to assess the amount of energy that could potentially be recovered. The system model was then integrated into a building energy simulation tool to assess the gains in terms of occupant comfort.

Keywords: geocooling – rainwater harvesting tank – passive cooling – free-surface thermal storage – long-term data acquisition – numerical modeling