



HAL
open science

Méthodologie d'optimisation d'un nouveau concept de système solaire thermique hybride eau-air

Patricia Carbajo Jiménez

► **To cite this version:**

Patricia Carbajo Jiménez. Méthodologie d'optimisation d'un nouveau concept de système solaire thermique hybride eau-air. Génie des procédés. Université Grenoble Alpes, 2018. Français. NNT : 2018GREAA025 . tel-02134518

HAL Id: tel-02134518

<https://theses.hal.science/tel-02134518v1>

Submitted on 20 May 2019

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

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

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE LA COMMUNAUTÉ UNIVERSITÉ GRENOBLE ALPES

Spécialité : **Energétique et Génie des Procédés**

Arrêté ministériel : 25 mai 2016

Présentée par

Patricia CARBAJO JIMENEZ

Thèse dirigée par **Gilles FRAISSE**
et codirigée par **Etienne WURTZ**

préparée au sein du **LOCIE UMR 5271 CNRS-USMB**
dans **SISEO**

Méthodologie d'optimisation d'un nouveau concept de système solaire thermique hybride eau-air

Thèse soutenue publiquement le **20 décembre 2018**, devant le jury composé de :

Monsieur Patrice JOUBERT

Professeur, Université de La Rochelle, rapporteur

Monsieur Laurent ZALEWSKI

Professeur, Université d'Artois, rapporteur

Monsieur Joseph VIRGONE

Professeur, Université Lyon 1, président du jury

Madame Kátia CORDEIRO MENDOÇA

Ingénieur de recherche, CESI Aquitaine, examinateur

Monsieur Antoine LECONTE

Ingénieur de recherche, CEA, examinateur

Monsieur Gilles FRAISSE

Professeur, Université Savoie Mont Blanc, directeur de thèse

Monsieur Etienne WURTZ

Directeur de recherche, CEA, co-directeur de thèse





« *Think, believe, dream and dare.* »
Walt Disney

Remerciements

Une thèse est une œuvre que l'on compose avec des idées issues de l'enthousiasme et envie de révolutionner le monde. Son orchestration nécessite des efforts importants et suscite beaucoup d'émotions mais, heureusement, ce n'est pas un travail individuel. Je voudrais donc remercier toutes les personnes qui ont apporté, directement ou indirectement, de l'harmonie à cette thèse.

Merci aux membres du jury de m'avoir fait l'honneur d'évaluer mes travaux. Merci aux rapporteurs, Patrice Joubert et Laurent Zalewski, pour leur lecture attentive du manuscrit et leurs remarques pertinentes. Merci également à Joseph Virgone, président du jury, et à Kátia Cordeiro Mendoza pour leurs retours constructifs. Merci à tous pour les échanges que nous avons pu avoir durant la soutenance et qui ont permis d'enrichir mes réflexions autour du sujet de recherche .

Merci à mon directeur de thèse, Gilles Fraise, pour sa disponibilité et sa réactivité face à mes questions ainsi que pour sa créativité et son investissement dans les réponses et commentaires apportés.

Merci à mon co-directeur de thèse, Etienne Wurtz, pour son engagement après le départ de Louis Stephan ainsi que pour ses conseils destinés à m'orienter dans mes recherches et à me doter d'un regard critique sur mon travail.

Merci à Antoine Leconte, qui a suivi de près mes recherches, pour tout le temps qu'il m'a consacré, les connaissances qu'il m'a transmises dans le domaine du solaire thermique et son aide précieuse qui m'a permis de avancer jusqu'au bout.

Cette thèse a été effectuée au sein du Laboratoire Optimisation de la Conception et Ingénierie de l'Environnement (LOCIE) de l'Université Savoie Mont Blanc, dirigé par Monika Woloszyn, ainsi que dans le Service Bâtiment et Systèmes Thermiques (SBST) au CEA INES, dirigé par Olivier Flechon. Je tiens à les remercier tous les deux pour leur accueil dans les équipes respectives et pour la confiance qu'ils ont su m'accorder. Un grand merci également à Ophelie Ouvrier-Bonnaz, chef du Laboratoire des Systèmes Thermiques du Bâtiment (LSTB) que j'ai pu intégrer, pour ses enseignements sur la ventilation et la bienveillance apportée à la thèse.

Merci à ceux qui m'ont aidée à travers les différents domaines traités dans mes recherches. Merci à Jeremy Bois d'avoir facilité ma prise en main de Dymola depuis Bordeaux. Merci à Sana Chouikh de m'avoir appris à faire des co-simulations. Merci à Jeanne Goffart de m'avoir guidée dans l'application de l'analyse de sensibilité.

REMERCIEMENTS

Un grand merci à tous ceux qui ont créé un climat de travail convivial et agréable. Côté CEA, merci d'abord à mes collègues de bureau pour la bonne ambiance, surtout à Léa pour son énergie positive et son soutien provenant de l'amitié créée, à Hugo de m'avoir aidé à mieux comprendre Python, à Grégoire pour son enthousiasme, à Alice pour les bons gâteaux et aux « anciens » Ana, Rozenn et Clément pour leurs conseils. Merci à mes collègues du LSTB, David, Eric, Joël, Matthieu, Fabien, Romain et Frank, pour les discussions intéressantes autour du solaire et des systèmes thermiques. Et un merci général à tous mes collègues du SBST pour leur accueil chaleureux. En particulier, merci à Matthieu d'avoir été un tuteur de stage exceptionnel, à Aurélie pour sa généreuse volonté d'aider les gens et sa participation active à la bonne ambiance du service, à Mohamad pour toutes les randonnées partagées, à Blaise d'avoir fait ressortir mes meilleurs talents au tournoi VTTB, à Hasan pour son délicieux humus, à Frank et Didier pour tous les rires partagés et à Patrice, Timea, Amandine, Lisa, Nico, Aurelien, Eve, Arnaud, Philippe(s), Fabrice, Jocelyn, Adrien et Pierre pour leur bonne humeur au quotidien.

Côté LOCIE, merci aux doctorants pour le soutien entre pairs. Merci en particulier à Thomas et à Téo d'avoir été les meilleurs partenaires de badminton et d'avoir « rigolé » à mes blagues depuis le début de la thèse. Merci à Hugo d'avoir été un super coach de crossfit. Merci à Amin de m'avoir supportée pendant les derniers mois de la thèse. Et merci à Ismail, Mao, Nolwenn, Ranime, Bastien, Madina, Ainagul, Yannis, Sarah, Gaele, Marie, Parul, Emmanuel, Nico, Sanghasri et Gaétan pour tous les bons moments partagés dans le labo mais aussi en dehors. Merci également à Julien pour ses encouragements et merci à Martine, Elisabeth, Isabelle, Odile et Pierre d'avoir facilité toutes les démarches administratives toujours avec le sourire.

Merci à l'équipe « Institute of Thermal Engineering » de l'Université de Kassel, dirigée par Klaus Vajen, de m'avoir si bien accueillie pendant deux mois et de m'avoir fait découvrir autrement le monde du solaire thermique. Merci surtout à Yoann Louvet de m'avoir énormément aidé à organiser mon séjour et pour tout le travail riche et intéressant que l'on a pu effectuer ensemble. Merci à Ruslan Botpaev pour l'intérêt porté au sujet et les échanges très profitables pour le travail.

Un merci très spécial à mes chambériennes étrangères, à Ana pour son soutien sincère et sa compréhension infinie ainsi qu'à Lorenza de m'avoir appris à toujours sourire à la vie et d'avoir été un exemple de courage. Votre rencontre est l'un des plus beaux souvenirs que je garderai de mon passage à l'INES.

Merci également à ceux qui m'ont accompagnée dans la distance et ressourcée quand j'en avais besoin, mes parents, mon frère ainsi que mes amis en Espagne, et en particulier Luis et Andrea qui se sont déplacés pour être avec moi lors de la soutenance.

Et pour finir, merci à la personne qui a parcouru le chemin entier à mes côtés, Sébastien. Merci pour toutes les soirées passées à trouver les meilleures tournures, merci de croire toujours en moi et, surtout, merci de partager la vie avec moi.

Résumé

En réponse à l'évolution de la réglementation thermique, les bâtiments tendent à être mieux isolés et plus étanches, diminuant ainsi leurs besoins de chauffage. La ventilation, nécessaire pour garantir la qualité de l'air intérieur, représente une perte énergétique non négligeable. En outre, les besoins d'eau chaude sanitaire (ECS) deviennent prépondérants par rapport à ceux de chauffage. Dans ce contexte, les systèmes solaires thermiques peuvent fournir une part importante des besoins de chaleur du bâtiment. Ce travail étudie ainsi un chauffe-eau solaire pour la production d'ECS et le préchauffage d'air de ventilation. Ce fonctionnement hybride innovant permet aux systèmes solaires thermiques de s'adapter à la nouvelle répartition de la demande énergétique du bâtiment performant.

L'objectif de la thèse est de développer une méthodologie permettant d'optimiser la gestion de la chaleur solaire, distribuée entre les vecteurs énergétiques eau et air, ceci dans le but de maximiser le potentiel de l'énergie solaire récupérée et, par conséquent, de diminuer le recours à d'autres sources d'énergie dans le bâtiment. Dans un premier temps, le concept du système solaire hybride étudié a été validé et ses limites identifiées expérimentalement sur une maison test. Un modèle numérique du système a ensuite été implémenté dans l'environnement Dymola à l'aide du langage Modelica et confronté aux données expérimentales. L'analyse de l'interaction du système avec le bâtiment nécessite le couplage entre le modèle du système et le modèle d'un bâtiment développé sous EnergyPlus à l'aide d'une co-simulation. Les simulations numériques permettent ainsi d'analyser le comportement du système hybride et de définir une gestion de la chaleur solaire adaptée aux bâtiments performants. Afin de minimiser la consommation énergétique, les variables les plus influentes sur les performances du système hybride ont été identifiées à l'aide d'une analyse de sensibilité. Les variables de décision retenues font l'objet d'une optimisation multicritère coût – consommation d'énergie. Cette approche a permis de considérablement réduire l'espace de recherche des solutions optimales. Ce travail propose ainsi une méthodologie pour la gestion et la conception optimisées d'un système solaire hybride eau-air. L'intégration d'indicateurs de qualité de l'air intérieur et de confort thermique dans des travaux futurs pourraient compléter cette méthodologie.

Abstract

As a result of the evolution of the thermal regulation, buildings are better isolated and more airtight, thus reducing their heating needs. Air renewal, necessary to guarantee the indoor air quality, represents a significant thermal loss. Moreover, domestic hot water (DHW) needs become more important than those for space heating. In this context, solar thermal systems are appropriate for supplying an important part of the building heat needs. Therefore, this work studies a solar water heater for DHW production and pre-heating the ventilation air. By this innovative hybrid operation, solar thermal systems can adapt to the new distribution of needs in low-energy buildings.

The objective of this work is to develop a methodology for optimizing the use of the solar heat, distributed between the water and air energy carriers, maximizing the collected solar energy and thus, reducing the use of other energy sources. Firstly, the concept of the hybrid solar system is validated and its limits identified with experiments in a test house. A numerical model of the system is then developed by using the Modelica language in Dymola and compared with the experimental data. As the system interacts with the building environment, the system model is coupled to a building model developed in EnergyPlus by using a co-simulation. The energetic behavior of the hybrid system is analyzed and an appropriate distribution of the solar heat in low-energy buildings is defined with numerical simulations. In order to minimize the total energy consumption, the most influential variables on the system performances are identified by using a sensitivity analysis. The most important decision variables are then involved in a multi-objective optimization regarding costs and energy consumption. The time needed for the research of the optimal solutions is significantly decreased by using this approach. Thus, this work suggests a procedure for optimizing the design of the hybrid water-air solar thermal system and the use of the solar heat recovered. Future works should include the indoor air quality as well as the thermal comfort approaches for completing the study.

ABSTRACT

Table des matières

Remerciements	v
Résumé	vii
Abstract	ix
Table des matières	xi
Table des figures	xv
Liste des tableaux	xxiii
Nomenclature	xxvii
Introduction	xxix
1 Le solaire thermique dans le bâtiment	1
1.1 Les enjeux du bâtiment performant	2
1.1.1 Redistribution des besoins dans les bâtiments neufs	2
1.1.2 La rénovation du parc de bâtiments existants	4
1.1.3 Le confort thermique de l'occupant et la qualité de l'air intérieur	5
1.2 Les systèmes efficients pour la production de chaleur	9
1.3 Les systèmes solaires thermiques pour la production de chaleur	12
1.3.1 Les capteurs solaires thermiques	12
1.3.2 Le chauffe-eau solaire individuel (CESI)	15
1.3.3 Les systèmes solaires pour la production de chauffage	17
1.4 Un nouveau système solaire hybride eau-air pour le bâtiment performant	21
1.4.1 Les verrous technologiques	22
1.4.2 Les enjeux scientifiques	23

1.5	Conclusions	25
2	Étude expérimentale d'un chauffe-eau solaire préchauffant l'air neuf insufflé dans une maison test	27
2.1	Description du dispositif expérimental	28
2.1.1	Contexte de l'expérience	28
2.1.2	Principe de fonctionnement du système	28
2.1.3	Principaux composants de l'installation	29
2.1.4	Logique de contrôle	32
2.1.5	Instrumentation de supervision	33
2.2	Performances globales sur une semaine	35
2.2.1	Calcul des flux thermiques	35
2.2.2	Calcul d'incertitudes	40
2.2.3	Calcul des indicateurs globaux	42
2.3	Comportement dynamique	45
2.3.1	Fonctionnement caractéristique du système	45
2.3.2	Impact de la température de l'air soufflé sur la température de la zone	47
2.4	Limitation des risques de surchauffe à l'aide d'un système l'autovidangeable	53
2.4.1	L'approche basée sur les équations de la mécanique de fluides	54
2.4.2	L'approche dimensionnelle	56
2.5	Conclusions	58
3	Modélisation détaillée d'un système solaire thermique pour la production d'eau chaude sanitaire et le préchauffage d'air	61
3.1	Les logiciels de simulation numérique utilisés	62
3.1.1	Le langage orienté objet basé sur des équations Modelica et son environnement de simulation Dymola	62
3.1.2	L'outil de simulation dynamique EnergyPlus	63
3.2	Calibration expérimentale des principaux composants	63
3.2.1	Définition des paramètres caractéristiques à l'échelle système .	63
3.2.2	Comparaison mesure-simulation à l'échelle système	68
3.3	Développement d'un modèle détaillé de système préchauffant l'air neuf à l'aide d'un CESI	70
3.3.1	Fonctionnement du système modélisé	70
3.3.2	Développement du modèle	71
3.4	Intégration du système à un bâtiment	74
3.4.1	Description du modèle de bâtiment	75
3.4.2	Mise en place d'une co-simulation via une "Functional Mock-up Interface (FMI)"	75
3.4.3	Description de l'algorithme de contrôle	75
3.5	Étude des performances énergétiques du système	79

3.5.1	Définition des indicateurs	79
3.5.2	Hypothèse de modélisation	82
3.5.3	Calcul des performances pour le climat de Lyon	86
3.5.4	Comparaison des performances pour différents climats	90
3.5.5	Étude paramétrique pour le climat de Lyon	93
3.6	Conclusions	96
4	Optimisation multiobjectif du système solaire hybride eau-air	99
4.1	Le système solaire hybride retenu	100
4.1.1	Limitation de la température maximale de préchauffage d'air .	100
4.1.2	Évaluation des performances du système solaire hybride retenu	102
4.2	Identification des variables influentes du point de vue énergétique . .	104
4.2.1	Analyse de sensibilité avec la méthode RBD-FAST	104
4.2.2	Cas d'étude	105
4.2.3	Les variables d'optimisation	111
4.3	Optimisation multiobjectif	113
4.3.1	Description de la méthode NSGA-II	113
4.3.2	Les fonctions objectif	114
4.3.3	Le front de Pareto	115
4.4	Conclusions	119
	Conclusions et perspectives	121
	Annexes	125
A	Maison expérimentale I-BB	125
A.1	Plans de la maison	125
A.2	Scénarios de modélisation	127
B	Calcul du rayonnement incident sur la surface des capteurs	128
C	Étude de la phase de vidange des systèmes autovidangeables	131
D	Calcul du facteur d'angle d'incidence (IAM)	153
E	Résultats de simulation numérique	154
	Bibliographie	159

TABLE DES MATIÈRES

Table des figures

1.1	Exigences réglementaires sur la consommation d'énergie primaire des bâtiments neufs en France*. [Suard-MEDDTL, 2011]	3
1.2	Consommation annuelle du parc résidentiel français en 2012 en énergie primaire par rapport à l'année de construction et objectifs à court et à long terme. [ADEME, 2016a]	5
1.3	Utilisation de l'énergie solaire passive pour le préchauffage de l'air de ventilation en période de chauffe à l'aide d'une cheminée solaire [Asfour, 2015].	7
1.4	Principales stratégies de distribution de l'air de ventilation. [Mundt et al., 2004]	8
1.5	Provenance de la chaleur fournie aux réseaux de chaleur de l'Union Européenne actuelle de 1990 à 2014 [Werner, 2017].	11
1.6	Configuration du couplage d'une pompe à chaleur eau-eau à un système solaire thermique [Li and Yang, 2010].	11
1.7	Schéma de deux technologies de capteurs solaires thermiques [Kalogirou, 2004].	13
1.8	Technologies de systèmes solaires à concentration [Richter et al., 2009].	14
1.9	Schémas de deux types de capteur autostockeur.	15
1.10	Schéma d'un système solaire thermique par thermosiphon à gauche et dispositif expérimental étudié à Chypre à droite [Kalogirou, 2009].	16
1.11	Différents systèmes solaires thermiques actifs [Duffie and Beckman, 2013].	17
1.12	Proportion des différents types d'installations solaires thermiques en France [ADEME, 2016a].	18
1.13	Schéma d'un système pour la production d'ECS et le chauffage d'une maison passive en utilisant le vecteur air (a) et zoom sur le fonctionnement du système solaire thermique (b).	20

TABLE DES FIGURES

1.14	Schéma d'un récupérateur de chaleur sur l'air vicié et d'un système solaire thermique pour le préchauffage d'air de ventilation [Ozyogurtcu et al., 2014].	20
1.15	Schéma d'un système solaire thermique pour la production d'ECS et de chauffage à travers le vecteur air dans une maison à énergie positive [Bois, 2017].	21
1.16	Méthodologie développée pour l'optimisation d'un système solaire hybride eau-air.	24
2.1	Vue aérienne de la plateforme INCAS à gauche et vue de la façade Sud de la maison expérimentale I-BB à droite.	28
2.2	Schéma de principe du système de production d'ECS et de ventilation installé dans la maison I-BB.	29
2.3	Caisson de ventilation MAXI du fabricant Ventilairsec installé dans les combles de la maison I-BB.	30
2.4	Batterie eau chaude intégrant un échangeur de chaleur entre le fluide caloporteur provenant des panneaux solaires thermiques et l'air insufflé dans le bâtiment.	30
2.5	Capteurs à tubes sous vide installés sur le balcon de la maison I-BB à gauche et vue transversale d'un tube sous vide à droite.	31
2.6	Ballon sanitaire de 400 L de volume placé dans le cellier au RDC de la maison I-BB.	32
2.7	Schéma de principe de l'installation expérimentale avec les principaux composants et sondes de contrôle.	33
2.8	Schéma de principe de l'instrumentation de supervision de l'installation expérimentale.	34
2.9	Température extérieure mesurée sur la plateforme INCAS pour la période du 17 au 23 mars 2018.	36
2.10	Irradiation globale sur la surface des capteurs solaires thermiques, estimée à partir des données mesurées dans la plateforme INCAS pour la période du 17 au 23 mars 2018.	36
2.11	Schéma de l'installation expérimentale avec les flux thermiques échangés.	37
2.12	Température de consigne de préchauffage de la VMI [®] $T_{ConsVMIAir}$, température de l'air préchauffé grâce au solaire T_{AirS} , température de l'air à l'entrée de la batterie chaude T_{OutVMI} et énergies $Q_{PreAirMin}$, $Q_{PreAirSol}$ et $Q_{PreAirTot}$ nécessaires pour chauffer l'air rentrant dans la batterie de la température T_{OutVMI} respectivement aux températures $T_{ConsVMIAir}$, T_{AirS} ou à la température maximale entre $T_{ConsVMIAir}$ et T_{AirS} le 18 mars 2018 de 10h à 15h.	40
2.13	Représentation sous forme de diagramme de Sankey des flux thermiques échangés dans le système étudié en kWh, avec un préchauffage d'air à 15 ° C, la semaine du 17 au 23 mars 2018.	45

2.14	Températures mesurées par les sondes de régulation à la sortie des capteurs T1, dans la partie basse du ballon T2 et à la sortie de la batterie chaude côté air T5 (figure 2.7) ainsi que température extérieure TExt sur le graphe supérieur. Signaux envoyés par la régulation aux circulateurs C1 et C2 sur le graphe inférieur le 21 mars 2018.	46
2.15	Représentation de l'irradiation globale sur la surface des capteurs (I_{gt}) à gauche, de l'énergie solaire fournie au ballon de stockage (\dot{Q}_{SolB}) à droite ainsi que du besoin d'ECS (\dot{Q}_{ECS}) à droite pour la semaine du 17 au 23 mars 2018.	47
2.16	Représentation de l'irradiation globale sur la surface des capteurs (I_{gt}) à gauche, de l'énergie solaire fournie par le fluide caloporteur à l'air dans la batterie chaude (\dot{Q}_{SolAir}) à droite ainsi que des besoins de préchauffage d'air à 15 ° C ($\dot{Q}_{PreAirMin}$) à droite pour la semaine du 17 au 23 mars 2018.	48
2.17	Température d'air à la sortie de la batterie eau chaude et température de l'air soufflé au rez-de-chaussée et à l'étage le 17 mai 2018.	49
2.18	Point de soufflage au rez-de-chaussée avec la bouche et les différentes sondes de température.	50
2.19	Différence entre la température à 3 cm et à 14 cm sous la bouche de soufflage au RDC et la température du palier bas TPB par rapport à la différence entre la température de soufflage TSRDC et la température TPB pour la vitesse 2 du ventilateur (environ $155 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) du 5 mai au 20 juin 2018.	51
2.20	Différence entre la température à 3 cm et à 14 cm sous la bouche de soufflage au RDC et la température du palier bas TPB par rapport à la différence entre la température de soufflage TSRDC et la température TPB pour la vitesse 1 du ventilateur (environ $50 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) du 5 mai au 20 juin 2018.	51
2.21	Représentation de la température expérimentale à la sortie des capteurs vue par la sonde de régulation T1 dans la figure 2.7 les 5 premiers jours du mois d'avril 2018.	54
2.22	Schéma hydraulique simplifié pour l'étude de la phase de vidange d'un système autovidangeable à l'aide de l'équation transitoire de conservation de la quantité de mouvement dans une position aléatoire [Carbajo Jiménez et al., 2018].	55
2.23	Débit de vidange théorique calculé à l'aide de l'équation 2.30 pour différents pourcentages d'eau sur le volume total de la canalisation verticale de départ se vidangeant par siphon et débit de vidange expérimental selon le schéma de la figure 2.22 avec un diamètre de 0,01 m [Carbajo Jiménez et al., 2018].	56
2.24	Comparaison entre le temps de vidange estimé au moyen de l'équation 2.32 avec les paramètres du tableau 2.5 et le temps obtenu expérimentalement pour les diamètres de 0,01 et 0,016 m [Carbajo Jiménez et al., 2018].	58

TABLE DES FIGURES

3.1	Comparaison mesure-simulation de l'évolution temporelle de la température de l'air à la sortie de la batterie eau chaude pour la semaine du 6 au 12 avril 2018.	65
3.2	Évolution temporelle de la température expérimentale de l'eau chaude à la sortie du ballon (sans appoint) TEC_Exp et température simulée de la couche supérieure du ballon TEC_Sim pour la semaine du 16 au 22 juin 2018.	66
3.3	Comparaison mesure-simulation de l'évolution temporelle de la température de l'eau glycolée à la sortie de l'échangeur submergé dans le ballon pour la semaine du 16 au 22 juin 2018.	67
3.4	Comparaison mesure-simulation de l'évolution temporelle de la puissance absorbée dans les capteurs solaires thermiques installés sur la maison I-BB du 17 au 23 mars 2018.	69
3.5	Schéma du modèle développé pour l'étude numérique du préchauffage de l'air de ventilation à l'aide d'un CESI.	71
3.6	Modes de répartition de l'énergie solaire captée : a) charge solaire du ballon de stockage, b) préchauffage solaire direct de l'air, c) modes a) et b) simultanés et d) préchauffage solaire indirect de l'air.	72
3.7	Schéma des principaux composants et connexions du système modélisé à l'aide de Modelica (dans l'environnement Dymola)	73
3.8	Schéma de modélisation du système étudié couplé à un bâtiment grâce à une co-simulation entre Dymola et EnergyPlus.	74
3.9	Algorithme de contrôle défini par simulation pour la distribution de l'énergie solaire entre l'ECS et le préchauffage d'air.	76
3.10	A gauche : besoin de chauffage pour la maison I-BB calculé sur EnergyPlus (Chauffage) et moyenne glissante sur 4 semaines du besoin de chauffage (Ch_{Moy}) pour le climat de Lyon pour une année type. A droite : température extérieure à Lyon (T_{AirExt}) et moyenne glissante sur 4 semaines de la température extérieure ($T_{AirExtMoy}$) pour une année type.	77
3.11	Algorithme de contrôle relatif à l'énergie d'appoint et de chauffage défini par simulation.	78
3.12	Zones climatiques définies dans la RT2012.	83
3.13	Profil de puisage d'ECS à 45 ° C annuel crée statistiquement afin de simuler une consommation réaliste de 200 L par jour en moyenne correspondant à une famille de 4 personnes.	84
3.14	Indicateurs de performance annuels obtenus numériquement pour le CESI ainsi que pour le SYSHEA pour la production d'ECS et le préchauffage d'air à 15 ° C pour le climat de Lyon.	86
3.15	Histogramme des températures au RDC de la maison simulée pour le CESI de référence, pour le système étudié SYSHEA ainsi que pour un système sans préchauffage d'air pour le climat de Lyon pendant la période de chauffe. 87	

3.16	Histogramme des températures de soufflage obtenues par simulation pour le CESI de référence ainsi que pour le SYSHEA, comparées avec la température extérieure (système sans préchauffage d'air) pour le climat de Lyon pendant la période de chauffe.	88
3.17	Bilan annuel des énergies injectées (IN) dans le ballon, la batterie eau chaude et le bâtiment et énergies obtenues (OUT) pour l'ECS, le préchauffage d'air et le chauffage provenant des simulations numériques pour le CESI de référence découplé du préchauffage d'air ainsi que pour le système étudié (SYSHEA) pour le climat de Lyon.	89
3.18	Dans la partie supérieure, températures obtenues par simulation à la sortie des capteurs $T_{OutCapt}$, dans la moitié inférieure du ballon T_B , de l'air extérieur T_{AirExt} , à la sortie de la batterie eau chaude T_{AirSol} et température minimale du ballon fixée pour le préchauffage indirect de l'air T_{BalAir} . Dans la partie inférieure, signaux de régulation concernant la vanne 3 voies V3V, le circulateur C1 et le circulateur C2 le 5 et le 6 mars pour le climat de Lyon.	90
3.19	Histogramme représentant le nombre de minutes pendant lesquelles la température d'ECS est inférieure à la température de consigne de 45 ° C pour le CESI et le système innovant SYSHEA respectivement à gauche et à droite.	91
3.20	Productivité solaire annuelle des capteurs pour le CESI de référence et le SYSHEA pour différents climats.	92
3.21	Energie d'appoint totale consommée pour la production d'ECS, le préchauffage d'air à 15 ° C et le chauffage du bâtiment pour le CESI de référence et le SYSHEA pour différents climats.	92
3.22	Productivité solaire et énergie totale consommée annuelles pour le système étudié pour le climat de Lyon en fonction de la surface des capteurs. . . .	94
3.23	Nombre d'heures sur une année que la température à l'entrée des capteurs est supérieure à 100 ° C en fonction de la surface de capteurs pour le climat de Lyon.	94
3.24	Rendement du ballon de stockage et énergie totale consommée annuels pour le système d'étude pour le climat de Lyon en fonction du volume du ballon de stockage.	95
3.25	Rendement du ballon de stockage et énergie totale consommée annuels pour le système d'étude pour le climat de Lyon en fonction de la température minimale du ballon permettant le préchauffage indirect de l'air T_{BalAir} . . .	96
3.26	Productivité solaire et énergie totale consommée annuelles pour le système d'étude pour le climat de Lyon en fonction de la température de préchauffage d'air.	97

TABLE DES FIGURES

4.1	Température de l'air extérieur (T_{AirExt}), température de soufflage ($T_{Soufflage}$), température au RDC (T_{RDC}) et température de consigne du bâtiment ($T_{ConsBati}$) pour le modèle numérique simulant le système solaire hybride préchauffant l'air à une température maximale de 50 ° C entre le 17 mars et le 13 avril.	101
4.2	Température maximale de soufflage en fonction de la température extérieure	101
4.3	Indicateurs de performance annuels obtenus numériquement pour un CESI préchauffant l'air indépendamment à 15 ° C à l'aide d'une résistance électrique, pour le système solaire hybride SYSHEA de la section 3.5.3 ainsi que pour le système solaire hybride amélioré SYSHEA* dans cette section pour le climat de Lyon.	102
4.4	Histogramme des températures au RDC de la maison simulée pour le cas avec le SYSHEA, pour le cas avec le SYSHEA* ainsi que pour un cas sans préchauffage d'air pour le climat de Lyon pendant la période de chauffe.	103
4.5	Indices de sensibilité calculés par simulation pour les variables du tableau 4.2 utilisées dans la modélisation du système solaire hybride avec une surface de 12 m^2 pour le climat de Lyon.	109
4.6	Moyenne et variance de la sortie Q_{AppTot} pour la surface de 12 m^2 et indices de sensibilité pour différentes variables, calculés en fonction du nombre de simulations choisies aléatoirement dans l'espace échantillonné.	110
4.7	Indices de sensibilité calculés par simulation pour les variables du tableau 4.2 utilisées dans la modélisation du système solaire hybride avec une surface de 4 m^2 pour le climat de Lyon.	110
4.8	Moyenne et variance de la sortie Q_{AppTot} pour la surface de 4 m^2 et indices de sensibilité pour différentes variables, calculés en fonction du nombre de simulations choisies aléatoirement dans l'espace échantillonné.	112
4.9	Évolution du front de Pareto pour l'optimisation multiobjectif CGA sur 20 ans / consommation d'énergie d'appoint du SYSHEA* pour le climat de Lyon en fonction de la surface de capteurs, l'inclinaison des capteurs, le volume du ballon et la variable de contrôle a intervenant dans la définition de la température maximale de soufflage dans la figure 4.2. Comparaison avec les solutions CESI et SYSHEA étudiées dans la section 3.5.3.	116
4.10	Cout global actualisé par rapport à la surface de capteurs de 14 solutions optimales du SYSHEA* pour le climat de Lyon.	116
4.11	Gain marginal en énergie d'appoint à gauche et prix du kWh économisé sur 20 ans à droite en fonction de la surface de capteurs.	118
4.12	Ratio entre le volume du ballon optimal par unité de surface de capteurs pour le SYSHEA* pour le climat de Lyon.	118
A.1	Plan du RDC de la maison expérimentale I-BB.	125
A.2	Plan de l'étage de la maison expérimentale I-BB.	126

A.3	Scénario d’occupation pour une famille de 4 personnes utilisé dans la modélisation de la maison I-BB.	127
A.4	Scénario de charges internes issues des appareils électroménagers intervenant dans la modélisation de la maison I-BB.	127
B.1	Angle zénithal, azimut solaire, azimut de la surface, pente de la surface et angle incident sur la surface inclinée.	129
B.2	Comparaison de l’irradiation globale incidente sur une surface inclinée à 30 ° selon l’équation (B.8) et selon la mesure disponible de la plateforme INCAS du 17 au 23 mars 2018.	130
D.1	Comparaison du facteur d’angle incident sur l’irradiation directe mesuré (certificat du capteur) et modélisé avec l’équation 3.5.	153

Liste des tableaux

2.1	Volume (L) d'ECS à 40 ° C puisé dans l'installation expérimentale.	37
2.2	Pourcentage de l'incertitude de chaque variable sur l'incertitude globale de chaque énergie utilisée dans le calcul expérimental des indicateurs du 17 au 23 mars 2018.	44
2.3	Pentes et écart type des lois de régression linéaires identifiées dans la figure 2.19 en fonction de la distance de la sonde à la bouche (3 ou 14 cm) ainsi que de la différence entre la température de soufflage TSRDC et la température de la pièce TPB (positive ou négative).	50
2.4	Variables indépendantes influant sur la phase de vidange par siphon considérées pour l'analyse dimensionnelle.	57
2.5	Valeur et écart type des paramètres dans l'équation 2.32 calibrés expérimentalement.	57
3.1	Paramètres utilisés dans la modélisation de l'échangeur de chaleur dans la batterie eau chaude issus des données constructeur, à l'exception de « T entrée air nominale » qui est calibrée expérimentalement du 6 au 12 avril 2018.	64
3.2	Paramètres utilisés pour la modélisation du ballon d'ECS, provenant des données constructeur ou définis expérimentalement du 16 au 22 juin 2018.	67
3.3	Paramètres utilisés pour la modélisation sur Modelica du capteur à tubes sous-vide installé sur la maison I-BB.	69
3.4	Énergies en kWh échangées pour le CESI préchauffant l'air calculées expérimentalement dans section 2.2.3 avec les incertitudes associées et numériquement ainsi que pour un CESI classique obtenues numériquement, pour la période du 17 au 23 mars 2018.	70
3.5	Paramètres caractéristiques du capteur générique défini dans la tâche 32 de l'IEA.	72

3.6	Fonctions utilisées dans l'algorithme de contrôle pour la distribution de l'énergie solaire, l'utilisation de l'énergie d'appoint et de chauffage pour le système étudié couplé à la maison I-BB.	79
3.7	Indicateurs de performance utilisés pour l'étude numérique.	80
3.8	Température d'air sec minimale, maximale et moyenne, irradiation globale horizontale (IGH), directe normale (IBN) et diffuse horizontale (IDH) du fichier météo type utilisé pour chaque ville étudiée ainsi que la période de préchauffage d'air considérée.	84
3.9	Température moyenne, amplitude et déphasage caractéristiques du profil sinusoïdal de l'eau froide décrit par l'équation 3.8 pour chaque ville étudiée.	85
3.10	Paramètres de dimensionnement du système couplé au bâtiment pour l'étude des performances annuelles.	85
3.11	Paramètres de contrôle du système couplé au bâtiment pour l'étude des performances annuelles.	85
3.12	Pourcentage de fonctionnement du CESI classique de référence sur une année pour différents climats.	93
3.13	Pourcentage de chaque mode présenté dans la figure 3.6 sur une année pour différents climats.	93
4.1	Pourcentage de fonctionnement du SYSHEA et du SYSHEA* pour chaque mode présenté dans la figure 3.6 sur une année pour le climat de Lyon.	103
4.2	Variables et plages de variation étudiées dans l'analyse de sensibilité pour le système hybride avec 12 m ² et 4 m ² de surface de capteurs pour le climat de Lyon.	106
4.3	Paramètres caractérisant différents capteurs plan vitrés du marché.	107
4.4	Points appartenant au front de Pareto de la figure 4.9.	117
D.1	Facteurs d'angle incident longitudinaux et transversaux du capteur à tubes sous vide Vitosol 200-T du fabricant Viessmann mesurés pour différents angles d'incidence.	153
E.1	Énergies échangées et indicateurs de performance annuels pour un CESI classique découplé du système de ventilation par insufflation préchauffant l'air et le SYSHEA décrit dans le chapitre 3 préchauffant l'air de ventilation à 15 ° C pour le climat de Lyon.	155
E.2	Énergies en kWh mises en jeu mois par mois pour un CESI classique découplé du préchauffage d'air à 15 ° C pour le climat de Lyon.	155
E.3	Énergies en kWh mises en jeu mois par mois pour le SYSHEA décrit dans le chapitre 3 préchauffant l'air de ventilation à 15 ° C pour le climat de Lyon.	156
E.4	Indicateurs de performance annuels d'un CESI classique découplé du système de ventilation préchauffant l'air utilisé comme référence calculés par simulation pour différents climats.	156

E.5 Indicateurs de performance du SYSHEA décrit dans le chapitre 3 préchauffant l'air de ventilation à 15 °C calculés par simulation pour différents climats. 157

Nomenclature

Lettres latines

Symbole	Signification	Unité
c_p	Chaleur spécifique massique	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
F	Couverture solaire	-
g	Accélération de la gravité	$m \cdot s^{-2}$
G	Irradiation solaire	$W \cdot m^{-2}$
\dot{m}	Débit massique	$kg \cdot s^{-1}$
Q	Energie	J
\dot{Q}	Puissance	W
Ri	Nombre de Richardson	-
S	Surface	m^2
T	Température	K
v	Vitesse	$m \cdot s^{-1}$
V	Volume	m^3
\dot{V}	Débit volumique	$m^3 \cdot s^{-1}$

Lettres grecques

Symbole	Signification	Unité
δ	Incertitude	-
η	Rendement	-
ρ	Densité	$kg \cdot m^{-3}$
θ	Angle d'incidence	rad

NOMENCLATURE

Indices

Symbole	Signification	Unité
Air	Préchauffage de l'air de ventilation	-
App	Énergie d'appoint	-
b	Directe (irradiation)	-
B / Bal	Ballon de stockage d'ECS	-
Bat	Batterie eau chaude	-
Capt	Capteurs solaires thermiques	-
d	Diffuse (irradiation)	-
ECS	Eau Chaude Sanitaire	-
EF	Eau Froide du réseau	-
g	Globale (irradiation)	-
In	Entrée	-
n	Surface normale (irradiation)	-
Out	Sortie	-
S	Soufflage	-
Sol	Solaire	-
t	Surface inclinée (tilted en anglais)	-

Abréviations

Symbole	Signification	Unité
CESI	Chauffe-Eau Solaire Individuel	-
ECS	Eau Chaude Sanitaire	-
IEA	International Energy Agency	-
PS	Productivité Solaire des capteurs	$kWh \cdot m^{-2}$
PV	Photovoltaïque	-
QAI	Qualité de l'Air Intérieur	-
RDC	Rez-De-Chaussée	-
RT	Réglementation Thermique	-
SYSHEA	Système Solaire Hybride Eau-Air	-
UE	Union Européenne	-
V3V	Vanne 3 voies	-
VMC	Ventilation Mécanique Contrôlée	-
VMI	Ventilation Mécanique par Insufflation	-
VT	Vanne Thermostatique	-

Introduction

Les clés pour la réussite de la transition énergétique, comme annoncé par l'association négaWatt [Salomon et al., 2015], sont au nombre de trois : la sobriété, l'efficacité énergétique et les énergies renouvelables. Dans le contexte du bâtiment, la sobriété peut être associée à une enveloppe bien isolante ainsi qu'à un comportement responsable de la part de l'occupant. L'utilisation de sources d'énergie renouvelable, conjointement avec l'efficacité énergétique des systèmes, permettent de réduire davantage la consommation d'énergie fossile. D'une part, ces trois clés doivent être implémentées en priorité dans la rénovation des bâtiments existants. Cependant, un problème important concernant la qualité de l'air intérieur apparaît souvent dans les bâtiments rénovés : un débit de ventilation suffisant s'avère essentiel bien qu'il soit à l'origine d'une perte énergétique non négligeable. D'autre part, les trois clés appliquées aux bâtiments neufs inversent le rapport entre les besoins d'eau chaude sanitaire (ECS) et de chauffage. En effet, le besoin de chauffage, fortement réduit en utilisant les principes de la maison passive et en limitant les pertes de ventilation, se voit dépassé par le besoin d'ECS dans le bâtiment neuf résidentiel.

Par conséquent, le système solaire thermique hybride eau-air étudié dans cette thèse, destiné à la production d'eau chaude sanitaire ainsi qu'au préchauffage de l'air de ventilation, est une solution pouvant répondre aux enjeux du bâtiment tant rénové que neuf. Les systèmes solaires thermiques pour la production d'ECS sont un technologie robuste et mature [IEA, 2012]. L'ajout du préchauffage solaire de l'air apporte une brique de performance et d'efficacité, réduisant la consommation d'énergie dans le bâtiment et, en même temps, augmentant le rendement du système solaire thermique grâce à l'exploitation de l'énergie solaire à basse température pour le préchauffage d'air. Le mécanisme de ventilation par insufflation associé au système solaire hybride permet de garantir la qualité de l'air intérieur, tout en limitant les pertes de renouvellement d'air et en respectant le confort thermique de l'occupant à travers le soufflage d'un air préchauffé.

A l'échelle du bâtiment, les systèmes solaires thermiques se voient cependant fortement concurrencés par les systèmes solaires photovoltaïques ainsi que par les pompes à chaleur. En effet, avec l'arrivée croissante des appareils électriques dans

les logements, les systèmes solaires photovoltaïques semblent bien utiles. En outre, le marché des pompes à chaleur est en croissance du fait de l'efficacité énergétique de ce type de système et de sa simplicité d'installation. Néanmoins, leur utilisation accroît davantage le recours à l'électricité dans le bâtiment. Il est ainsi plus adapté d'utiliser des sources thermiques que des sources électriques pour la production de chaleur dans le bâtiment, les panneaux solaires présentant un meilleur rendement lors de la production de chaleur que d'électricité. Le développement du système solaire hybride eau-air effectué dans ces travaux est donc également basé sur le principe de simplicité afin de faciliter l'intégration dans le bâtiment et de limiter, en même temps, les problèmes techniques et économiques associés à la complexité des systèmes solaires thermiques.

Cette thèse propose ainsi une méthodologie pour l'optimisation d'un système solaire thermique hybride eau-air dans le contexte du bâtiment performant présenté dans le premier chapitre. Le système solaire hybride doit distribuer la chaleur solaire de façon optimale et gérer simultanément la différence des comportements dynamiques entre l'inertie de l'eau et la réactivité de l'air.

Le deuxième chapitre présente la validation expérimentale du concept solaire hybride étudié dans une maison test. L'analyse expérimentale permet ainsi d'observer le comportement énergétique réel du système et de l'air chaud soufflé à l'intérieur du bâtiment.

Le troisième chapitre développe un modèle numérique robuste pour l'analyse du comportement du système solaire hybride eau-air dans le contexte du bâtiment performant. Ce chapitre présente ainsi la modélisation, effectuée à l'aide d'une co-simulation via l'interface FMI entre le logiciel Dymola, utilisée pour représenter le système et l'algorithme de contrôle, et le logiciel EnergyPlus modélisant le bâtiment.

Enfin, dans le quatrième chapitre, les variables les plus influentes sur la performance énergétique du système sont identifiées à l'aide d'une analyse de sensibilité, en utilisant le modèle numérique développé dans le chapitre antérieur. Les variables de décision retenues sont ensuite incorporées à un algorithme d'optimisation génétique pour définir les solutions assurant un meilleur compromis entre la consommation énergétique et le coût du système. La méthodologie proposée à travers les différents chapitres permet ainsi d'étudier un système solaire innovant adapté au contexte du bâtiment actuel jusqu'à la définition d'un fonctionnement optimal du point de vue énergétique et économique.

Le solaire thermique dans le bâtiment

L'objectif de ce chapitre est de proposer une solution adaptée pour la production de chaleur dans le contexte du bâtiment performant. Dans la première partie, l'évolution du bâtiment du point de vue énergétique est décrite, détaillant la redistribution des besoins dans le parc de bâtiments neufs, la nécessité de rénover le parc de bâtiments anciens ainsi que l'importance du confort thermique et de la ventilation pour le respect de la qualité de l'air intérieur. Ensuite, différentes technologies adaptées au contexte du bâtiment performant pour la production de chaleur sont décrites. Dans une troisième partie, la technologie retenue - le solaire thermique - est présentée en détail à travers les différentes configurations existantes ainsi que leurs usages. Enfin, la dernière partie présente les défis auxquels le nouveau concept de système solaire thermique hybride eau-air étudié dans cette thèse doit répondre.

1.1 Les enjeux du bâtiment performant

Le secteur du bâtiment représente environ un tiers de la consommation d'énergie finale dans le monde [REN21, 2018] et autour de 40% au sein de l'Union Européenne (UE) [European Commission, 2016], constituant ainsi un axe majeur de la politique énergétique actuelle. En effet, la performance énergétique des bâtiments est essentielle pour le respect des exigences du « Paquet 2020 » approuvé par la Commission Européenne en 2007 après la ratification du protocole de Kyoto en 2002, mais également pour atteindre les objectifs plus exigeants fixés à long terme [European Commission, 2011]. Le « Paquet 2020 » vise à réduire de 20% les émissions de gaz à effet de serre, à augmenter de 20% l'utilisation des énergies renouvelables et à également accroître l'efficacité énergétique de 20% en 2020 par rapport aux niveaux de 1990. Ces valeurs ont été actualisées avec des objectifs de 40% pour la diminution des émissions de gaz à effet de serre, de 27% pour l'augmentation de la part des énergies renouvelables et de 27% pour l'amélioration de l'efficacité énergétique en 2030 [European Council, 2014]. L'objectif pour 2050 est de réduire les émissions de gaz à effet de serre d'au moins 80% par rapport au niveau de 1990. Dans ce but, la Commission Européenne a lancé la Directive pour la Performance Énergétique des Bâtiments 2010/31/UE [European Parliament, 2010], obligeant tous les nouveaux bâtiments à être « zéro-énergie » (équilibrés à l'échelle de l'année entre la production d'énergie renouvelable sur place et la consommation) en 2020 (2018 pour les bâtiments publics), ainsi que la Directive pour l'Efficacité Énergétique 2012/27/UE [European Parliament, 2012], imposant un taux de rénovation de 3% sur le parc de bâtiments publics ainsi que le déploiement d'une stratégie de rénovation à long terme du parc de bâtiments tant privé que public.

La France fait ainsi partie du scénario énergétique présenté précédemment, adaptant les exigences européennes pour la lutte contre le changement climatique à son contexte national à travers la loi Grenelle [2009]. Concernant le bâtiment, cette loi oblige les nouvelles constructions à limiter leur consommation en énergie primaire à environ $50 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{an}^{-1}$ à compter de fin 2012 et à produire une quantité d'énergie renouvelable supérieure à leur consommation en énergie primaire fin 2020. Le parc de bâtiments existants doit également diminuer sa consommation d'énergie primaire d'au moins 38% pour 2020 par rapport au niveau de 2008 (de $240 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{an}^{-1}$ en 2008 à $150 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{an}^{-1}$ en 2020). Ces contraintes stimulent l'utilisation et le développement de technologies plus efficaces du point de vue énergétique, favorisant l'exploitation des sources d'énergie renouvelable. Les systèmes énergétiques doivent ainsi relever différents défis pour s'adapter au bâtiment performant.

1.1.1 Redistribution des besoins dans les bâtiments neufs

La réglementation sur la performance énergétique du bâtiment devient de plus en plus exigeante. La figure 1.1 illustre ce phénomène pour la France, représentant les limites de consommation d'énergie primaire pour les bâtiments neufs selon les

dernières réglementations thermiques (RT). Le bâtiment et ses systèmes ont ainsi évolué parallèlement aux différentes lois.

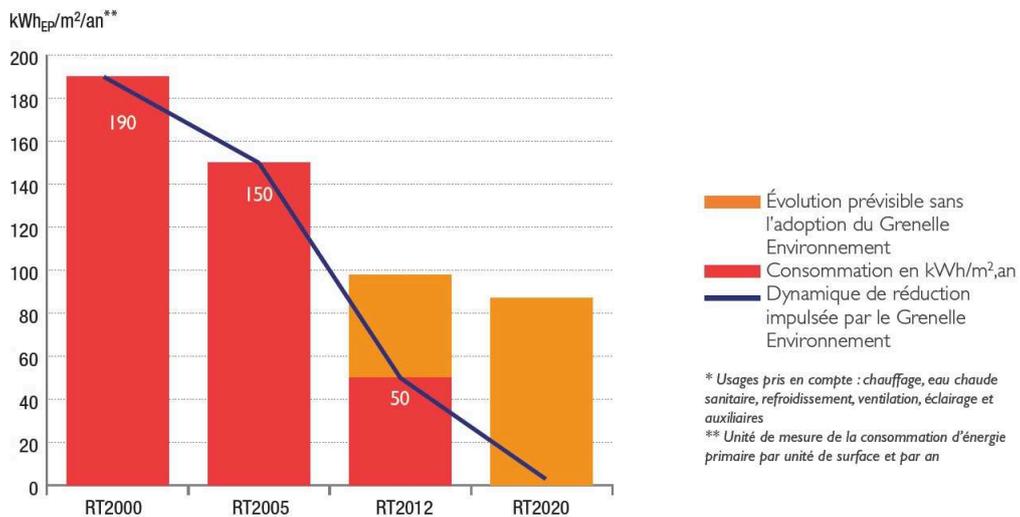


FIGURE 1.1 – Exigences réglementaires sur la consommation d'énergie primaire des bâtiments neufs en France*. [Suard-MEDDTL, 2011]

L'intérêt mondial pour l'efficacité énergétique du bâtiment s'intensifie fortement depuis le choc pétrolier de 1973, bien que différentes technologies performantes aient été développées en amont [Ionescu et al., 2015]. Cet événement a ainsi stimulé l'utilisation de systèmes énergétiques de plus en plus efficaces et de sources d'énergie renouvelable pour réduire la consommation d'énergie fossile du bâtiment. En France, il conduit à la création de la première réglementation thermique, la RT 1974, avec l'objectif de diminuer d'environ 25% la consommation de chauffage des logements. Pour cela, les axes d'action ont été l'amélioration de l'isolation de l'enveloppe et une meilleure prise en compte du renouvellement d'air [Direction de l'habitat, de l'urbanisme et des paysages, 2014]. En effet, les infiltrations étant réduites grâce à une étanchéité de l'enveloppe améliorée, un taux minimal de renouvellement d'air doit ainsi être maîtrisé afin de garantir la qualité de l'air intérieur et la pérennité du bâtiment. Ce contrôle sur le débit d'air de ventilation facilite également la mise en place de stratégies pour limiter les pertes thermiques par renouvellement d'air.

L'arrivée du label « Passivhaus » en Allemagne dans les années 90 amène une nouvelle vision du bâtiment performant [Feist et al., 2005, Ionescu et al., 2015]. Le principe de la maison passive, appliqué aux bâtiments résidentiels aussi bien qu'aux tertiaires, consiste à augmenter la performance de l'enveloppe de telle manière qu'un système de chauffage très simple suffit à couvrir les besoins de chauffage du bâtiment, plafonnés à $15 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{an}^{-1}$, tout en garantissant la qualité de l'air intérieur et le confort thermique de l'occupant. En plus d'une enveloppe performante, il est nécessaire de limiter les pertes par ventilation afin de respecter la limite concernant le besoin de chauffage. Les pertes thermiques du bâtiment peuvent ainsi être couvertes grâce aux apports solaires gratuits, aux gains internes et au système de chauffage. Le

label limite également la consommation d'énergie primaire totale du bâtiment à $120 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{an}$ afin d'éviter une demande d'énergie excessive pour les usages autres que le chauffage. Pour le cas résidentiel, représentant 76% de la surface des bâtiments de l'UE [Enerdata, 2012], le besoin en eau chaude sanitaire (ECS) d'environ $20\text{-}30 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{an}^{-1}$ en Europe Centrale devient ainsi plus important que le besoin de chauffage.

Inspirés du concept de maison passive, les nouveaux bâtiments, supposés « zéro-énergie », ont des besoins de chauffage fortement réduits. Les pertes de ventilation ainsi que les besoins d'ECS pour les logements occupent désormais une part importante dans le bilan énergétique du bâtiment. Les systèmes doivent ainsi satisfaire cette nouvelle répartition de la demande énergétique.

1.1.2 La rénovation du parc de bâtiments existants

La rénovation concerne la consommation d'énergie mais également l'augmentation du confort et de la qualité de vie de l'occupant. La modernisation du parc de bâtiments existants constitue ainsi un enjeu majeur de la stratégie énergétique. En effet, 75% des bâtiments dans l'UE présentent une efficacité énergétique pauvre, nécessitant d'être rénovés. Le rythme présent de rénovation de bâtiments de 1% par an impliquerait une centaine d'années pour moderniser l'ensemble du parc immobilier de l'UE [European Commission, 2016]. Par conséquent, des efforts supplémentaires sont nécessaires afin d'accélérer ce taux de rénovation et atteindre ainsi les objectifs énergétiques fixés.

En 2012, les bâtiments représentaient environ 45% de l'énergie finale consommée en France, le parc résidentiel et tertiaire consommant respectivement les trois quarts et un quart de l'énergie finale. La figure 1.2 illustre la consommation d'énergie des logements en France par rapport à leur année de construction ainsi que les objectifs à court et à long terme. Les logements construits en 1970, avant la première réglementation thermique, représentent plus de 50% du parc total de bâtiments, leur consommation étant environ 50% plus élevée que celle des bâtiments résidentiels plus récents construits après 2006 (plus de $200 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{an}^{-1}$ avant 1970 face à $140 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{an}^{-1}$ après 2006). Les maisons individuelles, responsables d'environ 70% de la consommation d'énergie finale des logements, constituent également une cible importante des rénovations en France [Direction de l'habitat, de l'urbanisme et des paysages, 2014].

Afin d'accroître l'efficacité énergétique des bâtiments rénovés, des solutions pouvant s'adapter à l'architecture existante sont nécessaires. Les nouveaux composants doivent ainsi s'intégrer au sens pratique et de plus en plus au sens esthétique. L'installation de nouveaux éléments peut être simplifiée par l'utilisation de solutions « plug-and-play » préfabriquées en usine [Ochs et al., 2016] ou de systèmes compacts [Bühning, 2005]. L'intégration esthétique, quant à elle, est plus subjective [Munari Probst and Roecker, 2007]. Les technologies développées pour les façades,

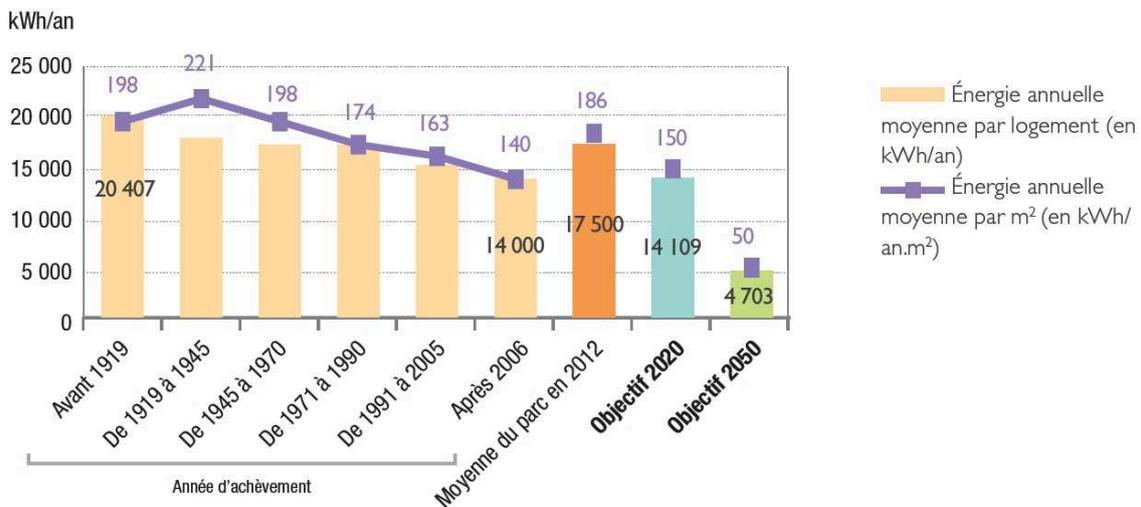


FIGURE 1.2 – Consommation annuelle du parc résidentiel français en 2012 en énergie primaire par rapport à l'année de construction et objectifs à court et à long terme. [ADEME, 2016a]

comme par exemple l'utilisation de matériaux à changement de phase [de Gracia et al., 2018, Vigna et al., 2018] ou encore l'ajout d'une double peau à la paroi existante [Rey, 2004], permettent souvent l'intégration esthétique et, en même temps, une installation assez simple. Le concept d'intégration au bâtiment, technique ainsi qu'esthétique, a également été appliqué aux systèmes solaires thermiques (BIST) [Munari Probst and Roecker, 2007] et photovoltaïques (BIPV) [Henemann, 2008].

La rénovation des bâtiments anciens, un sujet d'ampleur pour l'efficacité énergétique, entraîne ainsi le développement de stratégies et de systèmes permettant la simplification et l'accélération de cette tâche.

1.1.3 Le confort thermique de l'occupant et la qualité de l'air intérieur

Le confort thermique de l'occupant

Le niveau de confort thermique représente l'acceptation de l'occupant sur l'environnement intérieur et influe sur la consommation énergétique dans le bâtiment [Nicol and Humphreys, 2002, Yao et al., 2009]. Deux approches différentes permettent de définir le confort thermique.

La méthode PMV/PPD de Fanger [1970] permet d'estimer la température intérieure « agréable » pour l'occupant à partir d'un bilan thermique en fonction de la température intérieure, la température radiante, la vitesse d'air, l'humidité relative, l'activité de l'occupant et le type de vêtements qu'il porte. Les normes en matière de confort thermique comme l'ASHRAE 55-2004 [2004] et l'EN ISO 7730 [2005] utilisent cette approche.

La deuxième approche est celle du confort adaptatif [Nicol and Humphreys, 2002], déterminant la température intérieure souhaitée pour l’occupant à partir de la température extérieure moyenne. Cette approche considère que l’occupant va réagir lorsqu’il ressent de l’inconfort afin de restaurer son confort, s’adaptant ainsi à son environnement. Contrairement à l’approche du confort adaptatif, le modèle PMV/PPD considère l’humain comme un être passif, même si une version adaptative existe pour les bâtiments non-climatisés [Fanger and Toftum, 2002]. Par conséquent, la méthode de Fanger tend à être plus énergivore [Yao et al., 2009].

Il est donc nécessaire de réduire la consommation énergétique des bâtiments sans nuire au confort de l’occupant. Cependant, un « effet rebond » peut apparaître lorsque les bâtiments sont rénovés et que des systèmes moins énergivores sont installés, l’occupant utilisant les économies effectuées pour améliorer son confort (par exemple avec une température intérieure plus élevée ou avec plus d’heures de chauffage) [Corrado et al., 2016]. L’évaluation du confort thermique est donc complexe et en étroite relation avec la consommation énergétique du bâtiment.

Le rôle de la ventilation dans la qualité de l’air intérieur

Le maintien de la qualité de l’air intérieur (QAI) n’est pas seulement important pour la santé de l’occupant et du bâtiment mais également pour le confort thermique [Chenari et al., 2016]. La QAI fait référence aux niveaux des polluants présents dans l’ambiance intérieure. Les polluants sont principalement issus de l’activité des occupants, des substances chimiques provenant de l’ameublement ou des peintures ainsi que des sources extérieures incluant le radon et la pollution [Rahmeh, 2014]. Par conséquent, la qualité de l’air intérieur est étroitement liée à la ventilation. En effet, un débit de renouvellement d’air suffisant doit permettre de diluer la concentration de polluants à des niveaux inoffensifs pour l’occupant. Plusieurs types de ventilation permettent d’assurer ce débit d’air minimal pour la QAI. Les deux principaux mécanismes sont la ventilation naturelle et la ventilation mécanique. Un troisième type, appelé ventilation hybride, implique une combinaison de ces deux mécanismes.

La ventilation naturelle se base sur l’effet du tirage thermique ainsi que du vent. Bien que le débit d’air renouvelé naturellement, à travers les fenêtres ou autres ouvertures conçues à cet effet, n’ait pas besoin d’une consommation d’énergie pour sa circulation, les quantités d’air frais rentrant dans le bâtiment sont difficilement maîtrisées. La ventilation mécanique contrôlée (VMC), fixant un débit d’air neuf grâce à l’utilisation de ventilateurs, devient ainsi souvent nécessaire. Ce débit d’air peut être imposé à la sortie ou à l’entrée du bâtiment, correspondant à la ventilation mécanique respectivement par extraction ou par insufflation [Rahmeh, 2014]. En France, l’arrêté du 24 mars 1982 [JORF, 1982] fixe les débits à extraire à l’aide d’une VMC selon le nombre de pièces de vie et humides dans un logement. La ventilation doit être permanente et par balayage, l’air neuf rentrant dans les pièces de vie et sortant par les pièces humides.

Afin de respecter le confort thermique de l’occupant, l’air neuf rentrant dans le

bâtiment doit être conditionné, ce qui implique une consommation d'énergie. La ventilation est ainsi un élément influant sur la performance énergétique des bâtiments [Sherman and Walker, 2011]. Par conséquent, différentes stratégies ont été développées afin de diminuer la consommation d'énergie liée au renouvellement d'air. Les solutions associées à la ventilation naturelle sont souvent en relation avec l'utilisation de l'énergie solaire. La figure 1.3 présente une solution de cheminée solaire [Asfour, 2015]. L'énergie solaire arrivant sur le mur opaque extérieur permet de chauffer l'air et de le faire circuler par convection naturelle simultanément. L'ajout d'un système solaire à adsorption [Dai et al., 2003] permet également de refroidir l'air. Les capteurs solaires thermiques à air [Bahrehmand and Ameri, 2015, Sicre and Baumann, 2015] ainsi que les capteurs PV/T [Tonui and Tripanagnostopoulos, 2007] peuvent également être utilisés pour le préchauffage de l'air circulant par convection naturelle mais aussi par convection forcée en saison de chauffe. Concernant la ventilation mécanique, l'installation d'un échangeur de chaleur entre le flux d'air extrait et celui insufflé dans le bâtiment (VMC double flux) permet de réduire les pertes thermiques de ventilation [Rahmeh, 2014]. Le puits climatique permet également de conditionner l'air à l'aide d'une source d'énergie renouvelable [Pfafferott, 2003], utilisé en hiver aussi bien qu'en été. Enfin, une gestion améliorée au moyen de débits de ventilation intermittents en fonction des niveaux de polluants estimés [Sherman and Walker, 2011] ou mesurés [Rackes and Waring, 2014] permet également d'accroître la performance énergétique de la ventilation.

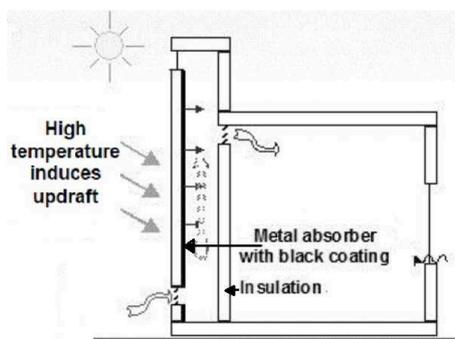


FIGURE 1.3 – Utilisation de l'énergie solaire passive pour le préchauffage de l'air de ventilation en période de chauffe à l'aide d'une cheminée solaire [Asfour, 2015].

Le soufflage d'air à une température supérieure à la température intérieure peut produire une stagnation de l'air dans le volume habité et donc nuire à l'efficacité de ventilation [Amai et al., 2017]. L'efficacité de ventilation, évaluant la qualité de la ventilation, peut être estimée à l'aide de différents indicateurs comme l'efficacité d'extraction de chaleur, l'efficacité d'extraction des polluants ou l'efficacité du renouvellement d'air. Les efficacités d'extraction de chaleur ϵ_t et d'extraction de polluants ϵ_c [Awbi and Gan, 1993] sont obtenues respectivement à l'aide des équations 1.1 et 1.2, où T représente la température et C la concentration de polluant au point d'extraction (*Out*), de soufflage (*In*) ou en moyenne dans la pièce (*m*). L'efficacité

de renouvellement d'air ϵ^a est souvent utilisée pour définir l'efficacité de ventilation, estimant la qualité de la distribution de l'air neuf et du mélange avec l'air vicié [Amai et al., 2017]. Elle peut être calculée à l'aide de l'équation 1.3 [Mundt et al., 2004] en divisant l'âge moyen de l'air extrait τ_n par deux fois l'âge moyen de l'air dans la pièce $\langle \bar{\tau} \rangle$. La figure 1.4 représente les principales stratégies de distribution de l'air et leurs efficacités de renouvellement d'air respectives [Mundt et al., 2004], la ventilation par mélange étant la stratégie la plus courante [Amai et al., 2017]. Toutes les stratégies présentent une efficacité de ventilation acceptable, à l'exception de celle présentant un court-circuit ($\epsilon^a < 50\%$), l'air neuf sortant directement sans déplacer l'air vicié et, par conséquent, n'expulsant pas les polluants de la pièce.

$$\epsilon_t = \frac{T_{Out} - T_{In}}{T_m - T_{In}} \cdot 100 \quad (1.1)$$

$$\epsilon_c = \frac{C_{Out} - C_{In}}{C_m - C_{In}} \cdot 100 \quad (1.2)$$

$$\epsilon^a = \frac{\tau_n}{2 \cdot \langle \bar{\tau} \rangle} \quad (1.3)$$

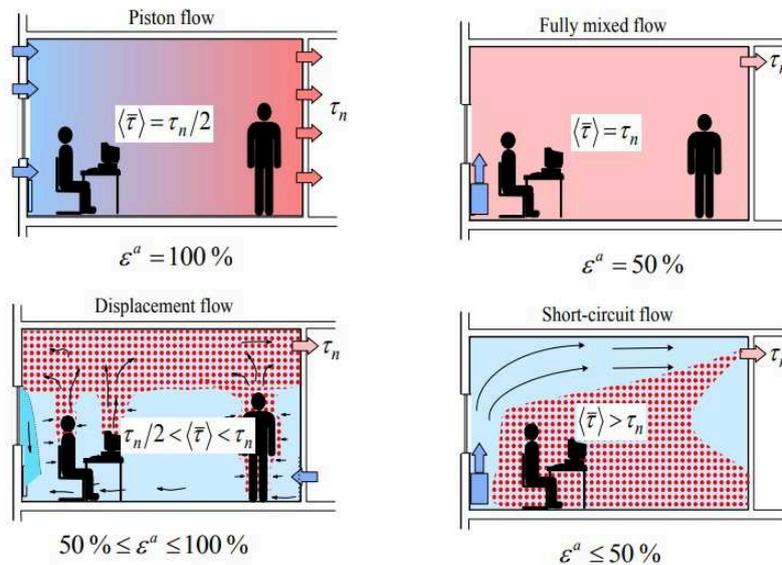


FIGURE 1.4 – Principales stratégies de distribution de l'air de ventilation. [Mundt et al., 2004]

Une étude considérant différentes positions des bouches de soufflage et d'extraction et utilisant plusieurs capteurs (température, vitesse et concentration de gaz traceur) répartis à différents endroits dans une pièce test est effectuée par Krajčák et al. [2012]. Ils analysent l'impact de la température et du débit de soufflage sur le confort de l'occupant et sur l'efficacité de la ventilation par mélange. Le confort thermique est évalué en observant la stratification de l'air dans la pièce à l'aide de mesures de température à 0,1, 1,1 et 1,7 m de hauteur du sol. Le gradient vertical

doit être inférieur à 3 ° C entre 0,1 et 1,1 m pour assurer le confort thermique [EN ISO 7730, 2005], cette condition étant respectée dans l'ensemble des cas étudiés. L'efficacité de ventilation est pauvre ($\epsilon^a < 50\%$) lorsque les bouches de soufflage et d'extraction sont situées au niveau du plafond avec un taux de ventilation de 0,5 $vol \cdot h^{-1}$. Un débit plus élevé améliore l'efficacité de ventilation pour cette configuration. Il est donc préférable de positionner la bouche d'extraction à un niveau inférieur à celui de la bouche de soufflage. La position ainsi que le type de bouche impactent donc l'efficacité de ventilation.

1.2 Les systèmes efficaces pour la production de chaleur

Cette section présente les différentes solutions pour la production de chaleur pouvant s'adapter au bâtiment performant décrit dans la section 1.1. Les différentes techniques pour couvrir la demande de chaleur du bâtiment peuvent être regroupées en trois catégories [REN21, 2018].

- La combustion au moyen d'une chaudière
- L'utilisation directe de la chaleur provenant d'une source géothermique, solaire ou du chauffage urbain
- L'utilisation de l'électricité

En France, l'électricité est la première source de production d'ECS, suivie par le gaz et le fioul, utilisés respectivement dans 46, 38 et 9% des logements [ADEME, 2016a]. Les mêmes sources sont utilisées majoritairement pour le chauffage : l'électricité et le gaz sont utilisés dans 65% des logements et le fioul dans 15%. [Direction de l'habitat, de l'urbanisme et des paysages, 2014]. Cependant, d'importantes rénovations doivent être effectuées sur le parc de bâtiments existants afin de réduire la consommation d'énergie, privilégiant l'utilisation des sources d'énergie renouvelables. Les principales options efficaces pour la production de chaleur dans les bâtiments, tant rénovés que neufs, sont détaillées ci-dessous.

Les chaudières à bois et à condensation

Les chaudières à bois, alimentées au moyen d'une source renouvelable (le bois sous forme de bûches ou granulés), peuvent atteindre un rendement entre 85 et 90% (sur PCI). Les chaudières à condensation, bien que souvent alimentées en gaz ou en fioul, ont une efficacité proche de 100% (sur PCS), ce qui les rend adaptées pour servir de système d'appoint d'un système solaire thermique par exemple [ADEME, 2015].

L'énergie géothermique

L'énergie géothermique peut être utilisée en injectant directement la chaleur des nappes phréatiques situées à 1500-2500 m sous le sol dans un réseau de chaleur urbain ou dans le bâtiment pour le chauffage et/ou la production d'ECS. Pour des profondeurs plus faibles, les températures sont moins élevées. Une pompe à chaleur est dans ce cas nécessaire pour la production de chauffage et d'ECS [ADEME, 2011a]. Un autre usage courant de la chaleur géothermique est le chauffage de piscines [REN21, 2018]. En France, le développement de la géothermie est surtout attendu, d'une part, à travers l'utilisation des pompes à chaleur dans les bâtiments résidentiels et tertiaires, et d'autre part, en injectant la chaleur des forages profonds dans les réseaux de chaleur. Cependant, plusieurs obstacles ralentissent le développement de la technologie géothermique, comme les coûts très importants des forages ou le manque de données concernant les sols [ADEME, 2011a].

Les réseaux de chaleur

Les réseaux de chaleur peuvent récupérer les calories provenant de différentes sources, la flexibilité et la rentabilité associées permettent ainsi de développer l'intégration des énergies renouvelables pour la production de chaleur [REN21, 2018]. La figure 1.5 représente les différentes sources de la chaleur fournie aux réseaux de chaleur dans l'UE [Werner, 2017]. La part des énergies renouvelables reste très faible par rapport aux autres sources mais il y a un intérêt grandissant pour l'intégration des sources géothermiques ainsi que solaires. En effet, l'Europe a construit ou rénové au total dix réseaux de chaleur géothermiques en 2017, dont six se situent en France. De plus, fin 2017, environ 90% de la capacité solaire thermique installée dans le monde pour les réseaux de chaleur se trouvait en Europe, avec 76% de la capacité globale appartenant au Danemark [REN21, 2018]. En France, les réseaux de chaleur devraient également continuer à se développer [ADEME, 2016a].

Les pompes à chaleur (PAC)

Un des principaux usages des pompes à chaleur est la production de chaleur ou de froid dans le bâtiment. Pour cela, elles peuvent utiliser différentes sources comme l'air, le sol, un stockage d'eau ou de la chaleur perdue. Leur coefficient de performance (COP) est couramment compris entre 3 et 5 [REN21, 2018]. Les PAC les plus utilisées dans l'habitat sont les PAC air-air [Hepbasli and Kalinci, 2009], les PAC à air étant cependant moins performantes que les PAC utilisant le sol comme source thermique [Lohani and Schmidt, 2010]. Un couplage possible pour augmenter les performances d'une PAC est l'union avec un système solaire thermique ou PV [Chua et al., 2010]. La figure 1.6 représente un schéma envisageable pour le couplage d'une pompe à chaleur eau-eau avec un système solaire thermique [Li and Yang, 2010].

1.2. LES SYSTÈMES EFFICIENTS POUR LA PRODUCTION DE CHALEUR

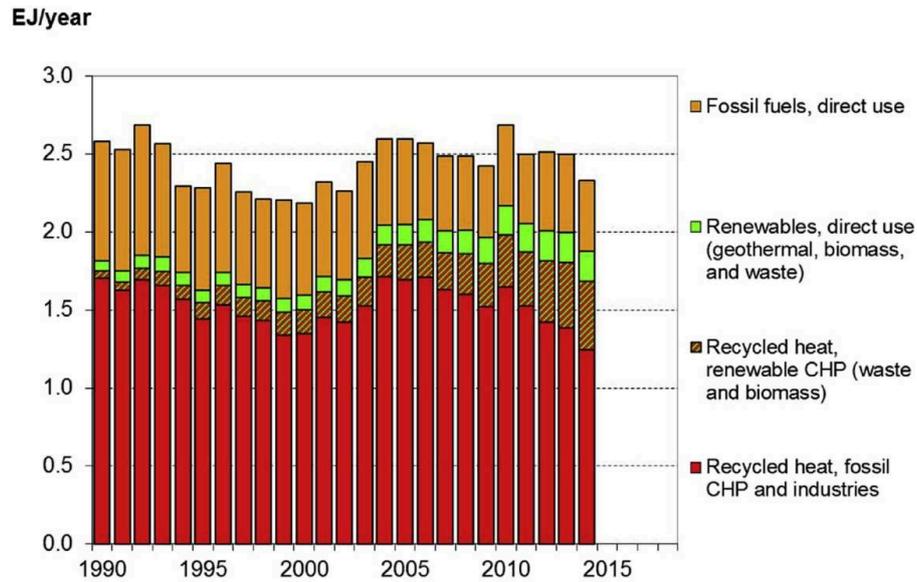


FIGURE 1.5 – Provenance de la chaleur fournie aux réseaux de chaleur de l’Union Européenne actuelle de 1990 à 2014 [Werner, 2017].

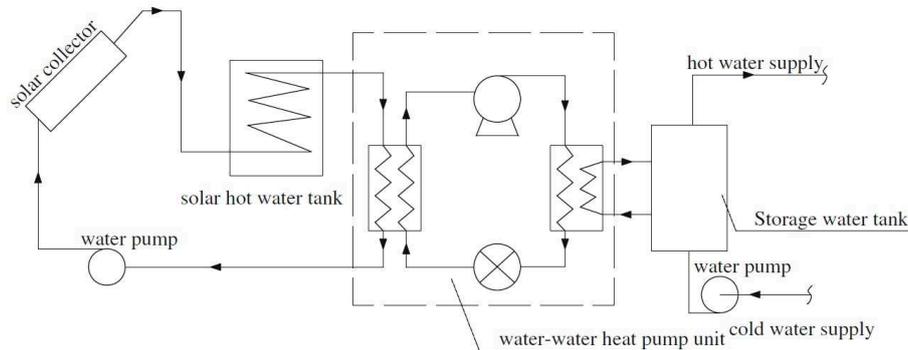


FIGURE 1.6 – Configuration du couplage d’une pompe à chaleur eau-eau à un système solaire thermique [Li and Yang, 2010].

Bien que les pompes à chaleur soient souvent associées à une consommation électrique et, par conséquent, à une consommation en énergie primaire notablement supérieure à la consommation en énergie finale, le marché des PAC air-eau, air-air ainsi que des chauffe-eau thermodynamiques est à la hausse en France depuis 2012 du fait de leur efficacité par rapport aux systèmes conventionnels (chaudières électriques/gaz/fuel ou radiateurs électriques) et de leur facilité d’installation [UNICLIMA, 2016]. Elles sont également perçues comme une technologie facilitant l’intégration des sources renouvelables [REN21, 2018].

L'électricité propre

Outre l'utilisation très importante de l'électricité dans les logements existants pour la production d'ECS et de chauffage, 54% des logements neufs utilisent également cette source d'énergie pour le chauffage en France. Par ailleurs, l'utilisation des appareils électriques hors chauffage, ECS ou cuisson, a connu une croissance de plus de 40% [ADEME, 2016a]. L'utilisation des panneaux photovoltaïques (PV) peut ainsi permettre d'obtenir cette électricité à partir d'une source renouvelable comme le soleil. Cependant, l'utilisation croissante des appareils électriques dans le bâtiment résidentiel [Enerdata, 2012] encourage l'utilisation de sources de chaleur pour couvrir les besoins thermiques et ainsi utiliser cette électricité propre pour des usages purement électriques.

Les systèmes solaires thermiques

Les chauffe-eau solaires pour les logements individuels et collectifs représentent environ 90% des installations solaires thermiques dans le monde et autour de 80% en Europe [Weiss and Spürk-Dür, 2018]. Cependant, le solaire thermique en Europe, le deuxième marché après la Chine, subit un ralentissement de sa croissance, de même que dans le reste du monde à l'exception de l'Inde, du Mexique et de la Turquie. Cela est dû en grande partie à la pression de la part du marché des systèmes solaires photovoltaïques (PV) et des pompes à chaleur pour les installations de taille réduite [REN21, 2018, Weiss and Spürk-Dür, 2018].

Néanmoins, les émetteurs de chaleur fonctionnent à des températures de plus en plus faibles du fait de l'augmentation de l'efficacité énergétique dans le bâtiment, surtout en Europe [REN21, 2018]. L'utilisation des systèmes solaires thermiques et géothermiques pour la production de chaleur devient ainsi encore plus appropriée afin d'éviter le recours à l'électricité pour couvrir une demande thermique. En particulier, la technologie solaire thermique est sélectionnée dans cette étude du fait de sa robustesse et maturité, obtenant de bonnes performances pour la production de chaleur dans le bâtiment, spécialement avec l'ECS. La section 1.3 présente ainsi les systèmes solaires thermiques existants.

1.3 Les systèmes solaires thermiques pour la production de chaleur

1.3.1 Les capteurs solaires thermiques

Cette partie contient les principales technologies de capteur solaire thermique pour la récupération de l'énergie solaire.

Le capteur plan

Le capteur plan vitré est le plus utilisé en Europe [Weiss and Spürk-Dür, 2018]. Il est bien adapté pour fonctionner à basse température (en général à moins de $100\text{ }^{\circ}\text{C}$). Ses composants sont schématisés dans la figure 1.7 de gauche [Kalogirou, 2004]. L'irradiation solaire traverse le vitrage et arrive sur l'absorbeur. Le fluide circulant à travers les tubes sous l'absorbeur est chauffé en présence d'irradiation solaire. Les fluides utilisés sont généralement l'eau, l'eau glycolée ou l'air.

Une autre variante, le capteur plan non-vitré, présente de moins bonnes performances ainsi qu'un prix inférieur aux capteurs vitrés. Il est souvent utilisé pour le chauffage de piscines. Il peut également être utilisé pour le préchauffage d'eau pour des applications domestiques ou industrielles ainsi que pour le préchauffage d'air pour des application industrielles et agricoles [Kalogirou, 2004].

Le capteur à tubes sous vide

La figure 1.7 de droite illustre la configuration d'un tube sous vide. Un fluide (par exemple du méthanol) se trouve dans un tube encapsulé dans un autre tube sous vide. Le méthanol s'évapore en présence d'irradiation solaire, monte dans le tube et cède son énergie au fluide circulant dans le tuyau collecteur [Kalogirou, 2004]. Ce type de capteur atteint des températures plus élevées que le capteur plan, les pertes étant limitées grâce au tube sous vide. De plus, la température ne pouvant pas dépasser la température de vaporisation du glycol, il n'y a pas de risque de surchauffe. Par contre, son prix est plus élevé que celui d'un capteur plan vitré.

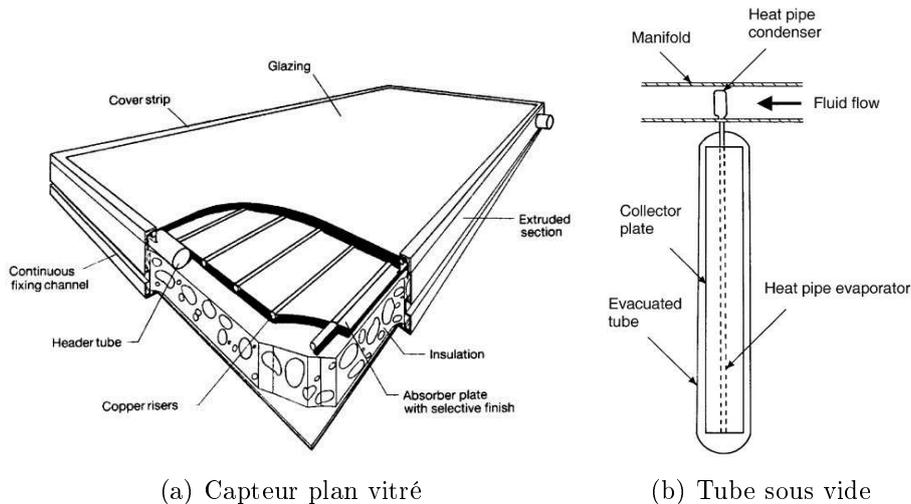


FIGURE 1.7 – Schéma de deux technologies de capteurs solaires thermiques [Kalogirou, 2004].

Le capteur à concentration

Les capteurs à concentration se composent de deux éléments principaux : le réflecteur et le récepteur. Ils permettent d'atteindre des températures généralement comprises entre 400 et 1000 ° C. Ils sont ainsi utilisés pour la production de chaleur à haute température pour l'industrie ou la production d'électricité [Richter et al., 2009]. Le réflecteur concentre l'irradiation solaire incidente sur le récepteur (ponctuel ou linéaire). Cependant, tandis que les capteurs plans et à tubes sous vide peuvent récupérer l'irradiation tant directe que diffuse, les capteurs à concentration valorisent principalement l'irradiation directe et peu d'irradiation diffuse [Kalogirou, 2004]. La figure 1.8 montre les principales technologies utilisant des capteurs à concentration , le capteur pouvant suivre la position du soleil (mobile) ou pas (fixe).

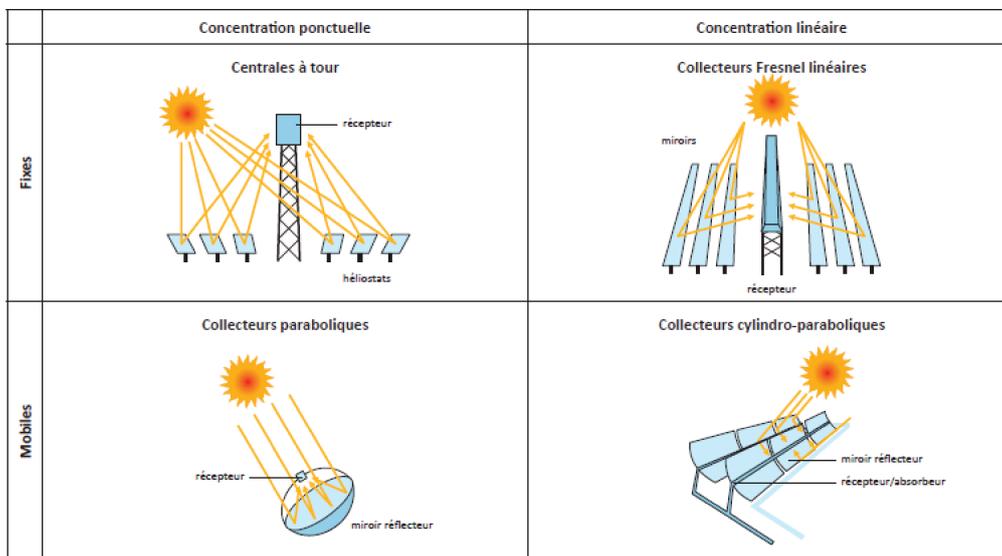


FIGURE 1.8 – Technologies de systèmes solaires à concentration [Richter et al., 2009].

Le capteur PV/T

Les panneaux photovoltaïques (PV), produisant de l'électricité, ont un rendement de seulement 10-20% sur l'irradiation arrivant sur la surface des capteurs. Les panneaux photovoltaïques - thermiques (PV/T), un marché encore peu développé aujourd'hui mais en croissance, permettent de produire de l'électricité ainsi que de valoriser l'énergie perdue précédemment sous forme de chaleur en la récupérant via un fluide comme l'air ou l'eau [Good et al., 2015]. Les capteurs PV/T peuvent ainsi être utilisés pour la production d'ECS [Matuska, 2014] et/ou de chauffage via le vecteur eau [Good et al., 2015] ou le vecteur air [Sicre and Baumann, 2015]. Bien que des meilleures performances soient atteintes en utilisant une combinaison de panneaux solaires thermiques et PV classiques [Good et al., 2015] et que les panneaux PV/T restent encore chers par rapport aux panneaux thermiques et PV [Matuska,

1.3. LES SYSTÈMES SOLAIRES THERMIQUES POUR LA PRODUCTION DE CHALEUR

2014], les panneaux PV/T sont en phase de développement et semblent être une solution adaptée pour des surfaces disponibles limitées ou des bâtiments où l'intégration esthétique est primordiale [de Keizer et al., 2018].

1.3.2 Le chauffe-eau solaire individuel (CESI)

Plusieurs types de systèmes ont été développés pour couvrir les besoins d'ECS pour différents climats. Les systèmes passifs, sans circulateur, sont d'abord présentés et, ensuite, les systèmes actifs.

Les capteurs autostockeurs

L'atout majeur de ce type de système est sa compacité, obtenue par l'utilisation de la surface de stockage comme absorbeur au moyen d'un seul composant, ce qui facilite énormément l'installation et diminue significativement les coûts par rapport aux systèmes à convection forcée. Cependant, les pertes thermiques pendant la nuit sont assez importantes et les capteurs autostockeurs sont principalement réservés aux climats où les températures les plus froides restent supérieures à 0°C pour éviter le risque de gel [Singh et al., 2016]. La figure 1.9 présente deux géométries différentes pour le capteur autostockeur. A gauche, la configuration de Fraisse et al. [2014] illustre un réservoir de stockage rectangulaire recevant la chaleur d'un capteur à tubes sous-vide dans la partie basse. Le stockage est totalement isolé afin de réduire les pertes thermiques et d'éviter le gel. La couverture solaire sur la consommation d'ECS de 200 L par jour à 45°C calculée par simulation est de 38% avec 2 m^2 de capteur et proche de 50% pour 3 m^2 à Chambéry (France). A droite, le réservoir de stockage présente une forme cylindrique et reçoit la chaleur récupérée grâce à un concentrateur parabolique. L'espace entre l'absorbeur et le réservoir est partiellement rempli par de l'eau qui s'évapore en présence de rayonnement solaire, permettant l'échange de chaleur entre l'absorbeur et le réservoir, et qui reste sous forme liquide pendant la nuit, réduisant ainsi les pertes thermiques [Souliotis et al., 2017].

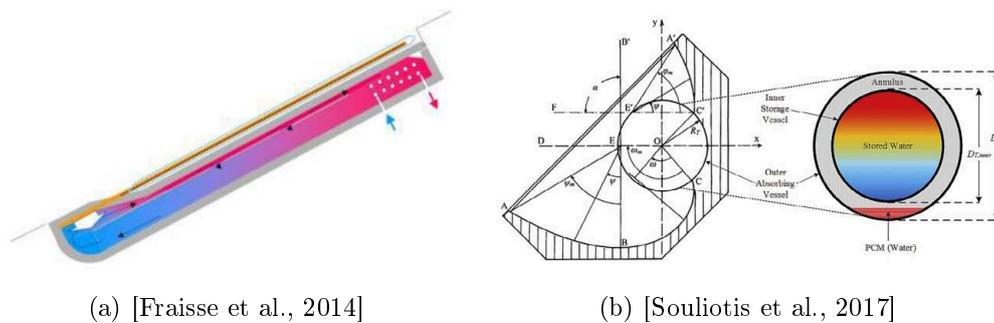


FIGURE 1.9 – Schémas de deux types de capteur autostockeur.

Les systèmes solaires thermiques à thermosiphon

Ce type de système fonctionne grâce à la convection naturelle du fluide solaire lorsqu'il se réchauffe dans les capteurs solaires et circule vers le réservoir de stockage situé à une hauteur plus élevée [Shukla et al., 2013]. La figure 1.10 représente un exemple de système solaire thermique à thermosiphon [Kalogirou, 2009]. L'étude réalisée à Chypre prédit numériquement une fraction solaire annuelle de 79% avec $2,7 \text{ m}^2$ de capteurs et une consommation de 120 L par jour à 50°C . Cependant, le niveau d'intégration esthétique est moins bon que celui des systèmes où seulement les capteurs solaires sont visibles à l'extérieur du bâtiment [Kalogirou, 2009]. De plus, ce type de système reste principalement réservé à des climats chauds à cause du risque de gel de l'eau stockée comme pour les capteurs autostockeurs. En Chine, 85% de la capacité solaire installée cumulée en 2016 était associée à des systèmes à thermosiphon, fonctionnant principalement avec des capteurs à tubes sous-vide. Dans les autres pays, ils sont majoritairement utilisés avec des capteurs plan vitrés [Weiss and Spürk-Dür, 2018]. Lorsque leur utilisation est possible, les systèmes à thermosiphon sont ainsi préférés car ils présentent de très bonnes performances et un coût initial moins élevé, du fait de leur simplicité par rapport aux systèmes à circulation forcée.

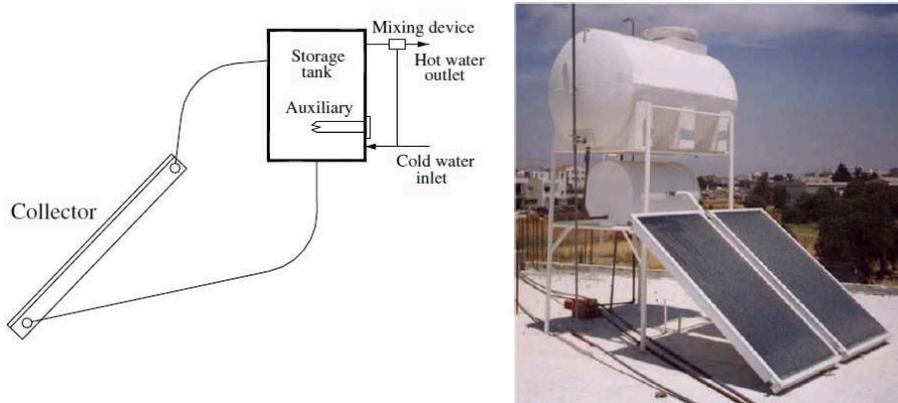


FIGURE 1.10 – Schéma d'un système solaire thermique par thermosiphon à gauche et dispositif expérimental étudié à Chypre à droite [Kalogirou, 2009].

Les systèmes solaires thermiques à circulation forcée

Les systèmes solaires thermiques à circulation forcée, également appelés actifs, utilisent une pompe pour faire circuler le fluide caloporteur entre le ballon de stockage et les capteurs solaires thermiques. Le ballon se situant à l'intérieur du bâtiment afin d'éviter le risque de gel, ce type de système reste plus compliqué à installer et plus coûteux que les systèmes passifs (capteur autostockeur et système solaire thermique à thermosiphon). De plus, les systèmes actifs nécessitent un algorithme de contrôle contrairement aux systèmes passifs. Cependant, la technologie

1.3. LES SYSTÈMES SOLAIRES THERMIQUES POUR LA PRODUCTION DE CHALEUR

est mature et son utilisation est largement répandue en Europe et dans le monde [Shukla et al., 2013, Weiss and Spürk-Dür, 2018]. Les deux types de systèmes solaires à circulation forcée existants sont le système direct et le système indirect. Le système direct chauffe et fait circuler l'eau stockée dans le ballon à travers les capteurs. Au contraire, le système indirect utilise un échangeur de chaleur pour céder la chaleur récupérée dans les capteurs au ballon, soit grâce à un échangeur submergé dans le ballon ou au moyen d'un échangeur externe au ballon [Shukla et al., 2013]. La figure 1.11 illustre les trois configurations de systèmes actifs.

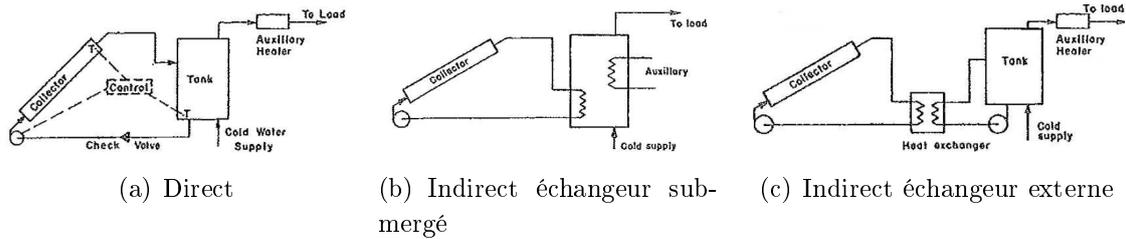


FIGURE 1.11 – Différents systèmes solaires thermiques actifs [Duffie and Beckman, 2013].

D'après l'étude numérique de Buckles and Klein [1980], la fraction solaire annuelle d'un chauffe-eau solaire direct pour la production de 300 L d'ECS par jour à 50 ° C est entre 1 et 8% (en absolu) supérieure à celle d'un chauffe-eau indirect, la position de l'échangeur (extérieur ou intérieur au ballon) n'influençant pas les performances si l'efficacité de l'échangeur est la même dans les deux cas. La valeur de la fraction solaire sur l'ECS varie significativement, entre 38 et 97%, en fonction du climat et de la surface des capteurs utilisée.

1.3.3 Les systèmes solaires pour la production de chauffage

Les systèmes solaires combinés (SSC) à eau

Les SSC, associés à une source d'énergie d'appoint, fournissent la chaleur nécessaire pour couvrir les besoins d'ECS ainsi que de chauffage. Leur fonctionnement est similaire à celui des CESI à convection forcée. Par contre, la production de chauffage se fait généralement à une température comprise entre 30 et 50 ° C tandis que la production d'ECS atteint des températures comprises entre 45 et 60 ° C. Par conséquent, deux ballons peuvent être utilisés afin de stocker la chaleur à deux niveaux de température différents ou un ballon unique en profitant de sa stratification thermique pour fournir les différents niveaux de température [Weiss, 2003]. En France, le pourcentage d'utilisation des SSC par rapport aux systèmes solaires pour la production d'ECS diminue comme observé dans la figure 1.12. La raison peut être l'augmentation des ventes des PAC pour la production de chauffage et éventuellement de climatisation, remplaçant ainsi l'utilisation des SSC [UNICLIMA, 2016].

Les SSC sont plus complexes que les CESI et leurs performances sont difficiles à prédire. Le rapport de Letz [2006] présente un retour d'expérience sur 37 installations

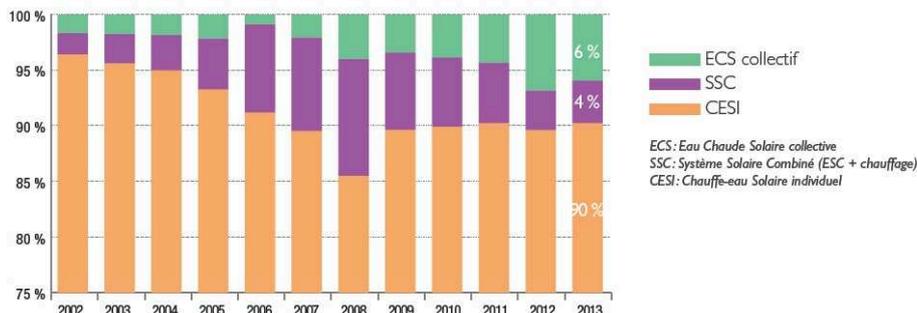


FIGURE 1.12 – Proportion des différents types d’installations solaires thermiques en France [ADEME, 2016a].

solaires combinées en France dimensionnées en général selon la règle de « 1 m^2 de surface de capteur pour 10 m^2 de surface chauffée ». Les performances rencontrées sont très variables, les économies d’énergie effectuées pour un système bien conçu étant de l’ordre de $350 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{an}^{-1}$. Les émetteurs classiques pour le chauffage avec un SSC sont des radiateurs ou planchers chauffants utilisant le vecteur eau pour transporter l’énergie.

Les grandes installations solaires

Les besoins de chauffage du bâtiment peuvent également être couverts au moyen d’un système solaire thermique centralisé, une grande surface de capteurs pouvant fournir de la chaleur à un ensemble de logements [Weiss, 2003] ou à un réseau de chaleur urbain. En effet, l’alimentation des réseaux de chaleur urbains au moyen de grandes installations solaires thermiques au Danemark permet d’effectuer des économies d’échelle très importantes. Dans ce pays, le prix, sans taxes ni subventions, de l’énergie solaire fournie par des SSC est de $0,185 \text{ €} \cdot \text{kWh}^{-1}$, de $0,125 \text{ €} \cdot \text{kWh}^{-1}$ pour les installations d’ECS solaires collectives et de $0,036 \text{ €} \cdot \text{kWh}^{-1}$ pour les grandes installations solaires fournissant de la chaleur aux réseaux urbains avec une surface de capteurs supérieure à 10000 m^2 [Weiss and Spürk-Dür, 2018].

Les maisons individuelles peuvent également profiter des économies d’échelle et installer de grandes surfaces de capteurs solaires thermiques en ajoutant un stockage intersaisonnier [Weiss, 2003].

Les systèmes solaires thermiques à air

Bien que ce type de système permette de produire de l’ECS, il est plus couramment utilisé pour fournir une partie des besoins de chauffage à travers le préchauffage de l’air de ventilation [Saxena et al., 2015]. En effet, l’utilisation de l’air comme fluide solaire évite les problèmes de corrosion ainsi que de gel ou de surchauffe mais présente une chaleur spécifique très faible pour la production d’ECS [Shukla et al., 2013].

1.3. LES SYSTÈMES SOLAIRES THERMIQUES POUR LA PRODUCTION DE CHALEUR

L'étude de Sicre and Baumann [2015] décrit l'utilisation des capteurs à air intégrés dans la façade d'un bâtiment industriel en Suisse pour le préchauffage d'air. L'analyse sur trois mois en période de chauffe démontre le potentiel des capteurs pour le préchauffage d'air et le chauffage du bâtiment, la température maximale à la sortie des capteurs étant de l'ordre de 30 ° C. Les capteurs à air engendrent des gains significatifs à basse température mais ne permettent pas d'atteindre de températures très élevées, ils sont donc appropriés pour le chauffage du bâtiment. La même étude compare le rendement des capteurs à air avec des panneaux PV à couche mince également placés sur la façade. Le rendement des premiers est plus de 10 fois supérieur à celui des panneaux PV.

L'utilisation des capteurs à air reste assez faible, représentant seulement 0,1% de la surface totale des capteurs solaires thermiques installés en Europe [Weiss and Spürk-Dür, 2018].

Les systèmes solaires thermiques à eau pour chauffer l'air

Plusieurs systèmes solaires thermiques à eau participant à la réduction des besoins de chauffage des bâtiments à travers le préchauffage de l'air de ventilation se développent.

Badescu and Sicre [2003] proposent le chauffage d'une maison passive à travers le vecteur air à l'aide d'un puits climatique, d'un récupérateur d'énergie sur l'air vicié ainsi que d'un échangeur utilisant la chaleur solaire stockée dans un ballon à eau servant également pour la production d'ECS comme illustré dans la figure 1.13 a. Badescu and Staicovici [2006] étudient en détail par simulation le couplage du système solaire avec le vecteur air, l'eau stockée dans le ballon utilisée pour la production d'ECS ou de chauffage respectivement dans un échangeur eau/eau et dans un échangeur eau/air selon le schéma de la figure 1.13 b. La demande d'ECS constitue plus de trois quarts de la chaleur totale demandée, la demande de chauffage étant fortement réduite en utilisant le puits climatique et le récupérateur de chaleur sur l'air vicié. Le fonctionnement du système selon le positionnement des échangeurs connectés en série, ECS/chauffage ou chauffage/ECS, est également analysé numériquement [Badescu, 2005]. Il existe un intérêt pour définir la meilleure configuration lors de l'utilisation d'un système solaire hybride eau/air. Cependant, il n'y a pas de variation des performances entre les deux configurations analysées dans ce cas.

Ozyogurtcu et al. [2014] étudient l'utilisation d'un stockage liquide, chargé grâce à l'énergie provenant de capteurs solaires thermiques, pour le préchauffage d'air de ventilation à une température minimale de 22 ° C. L'échangeur solaire est placé après un récupérateur de chaleur entre l'air neuf et l'air vicié comme illustré dans la figure 1.14. Si le stockage solaire ne permet pas d'assurer la température d'air de 22 ° C, une résistance électrique placée en aval de l'échangeur solaire permet de chauffer l'air à cette température minimale. L'étude numérique pour une surface de capteurs de 30 m², un volume de ballon de stockage de 2 m³ et un débit d'air de 1000 m³·h⁻¹ effectuée du 1er novembre au 31 mars pour le climat de Izmir (Turquie)

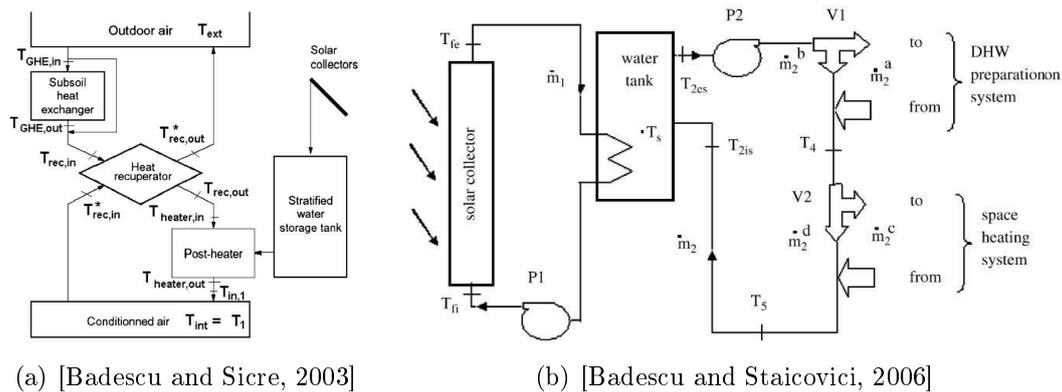


FIGURE 1.13 – Schéma d’un système pour la production d’ECS et le chauffage d’une maison passive en utilisant le vecteur air (a) et zoom sur le fonctionnement du système solaire thermique (b).

montre que le système permet de réaliser 86% d’économies d’énergie par rapport à un système de ventilation préchauffant l’air à l’aide d’une résistance électrique.

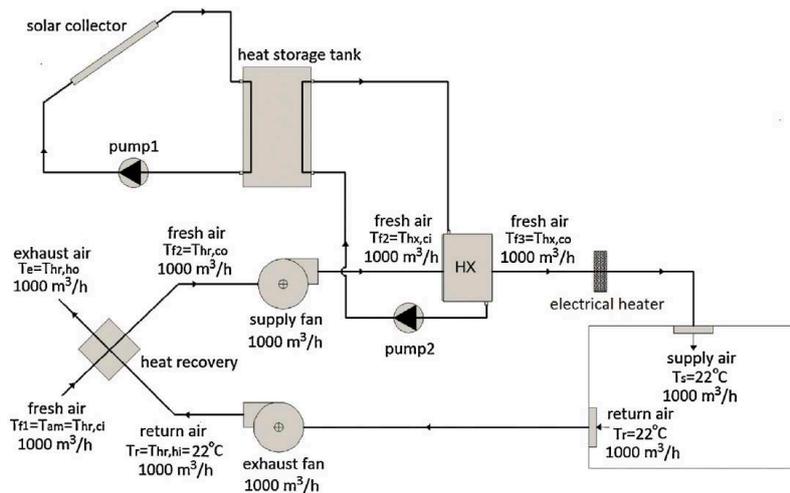


FIGURE 1.14 – Schéma d’un récupérateur de chaleur sur l’air vicié et d’un système solaire thermique pour le préchauffage d’air de ventilation [Ozyogurtcu et al., 2014].

Louvet et al. [2018] étudient expérimentalement et numériquement un système solaire thermique autovidangeable pour la production d’ECS et le chauffage d’un bâtiment multi-usages à travers le vecteur air et des radiateurs. Le schéma hydraulique est similaire à celui de la figure 1.13 b. L’analyse du fonctionnement expérimental identifie différents problèmes empêchant l’obtention des performances prédites en phase de conception, le problème principal étant l’écart entre les besoins estimés et la demande réelle. En effet, le rapport entre les besoins d’ECS et de chauffage est déterminant pour le fonctionnement du système solaire hybride.

Bois [2017] étudie dans sa thèse un système solaire hybride eau-air pour la production d’ECS et de chauffage dans une maison à énergie positive solaire selon le

1.4. UN NOUVEAU SYSTÈME SOLAIRE HYBRIDE EAU-AIR POUR LE BÂTIMENT PERFORMANT

schéma de la figure 1.15. Le système est destiné au bâtiment neuf et semble plus intéressant dans les climats où les besoins de chauffage sont plus importants.

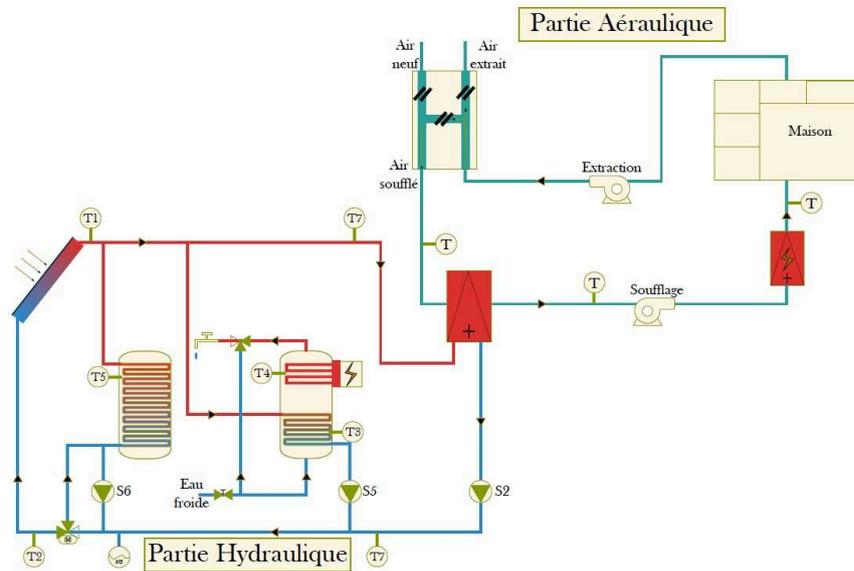


FIGURE 1.15 – Schéma d'un système solaire thermique pour la production d'ECS et de chauffage à travers le vecteur air dans une maison à énergie positive [Bois, 2017].

Dans la continuité de ce concept prometteur, cette thèse développe un nouveau concept de système solaire hybride eau-air pour la production d'ECS et pour le préchauffage de l'air de ventilation.

1.4 Un nouveau système solaire hybride eau-air pour le bâtiment performant

D'une part, la section 1.1 a identifié la ventilation comme un élément essentiel pour garantir la QAI dans les bâtiments de plus en plus étanches d'aujourd'hui. Cependant, les pertes associées au renouvellement d'air sont importantes pour l'efficacité énergétique du bâtiment. D'autre part, afin de réduire la consommation de chaleur et, par conséquent, la consommation d'énergie du bâtiment, différentes options efficaces ont été présentées dans la section 1.2. L'utilisation des systèmes solaires thermiques reste une option robuste et fiable présentant un bon rendement thermique, spécialement pour la production d'ECS, comme présenté dans la section 1.3.

Les systèmes solaires thermiques sont traditionnellement associés à un fonctionnement avec le vecteur eau, soit pour la production d'ECS, soit pour la production de chauffage au moyen d'un système de radiateurs ou d'un plancher chauffant. Cependant, il y a un intérêt croissant pour l'utilisation des systèmes solaires thermiques hybrides eau-air, le vecteur eau souvent en relation avec un stockage d'énergie li-

quide et/ou une production d'ECS et le vecteur air associé au préchauffage de l'air neuf et/ou au chauffage.

Cette thèse cherche ainsi à développer un nouveau concept de système solaire hybride permettant la production d'ECS et le préchauffage de l'air de ventilation dans les bâtiments existants mais également dans les bâtiments neufs. Ce système doit pouvoir répondre aux principales problématiques associées aux systèmes solaires thermiques ainsi qu'au soufflage d'air chaud dans le bâtiment.

1.4.1 Les verrous technologiques

Trois obstacles principaux pour le développement du marché du solaire thermique ont été identifiés, même si d'autres barrières non-technologiques (réglementaires, sociales) peuvent exister selon les pays.

- **Complexité.** Les systèmes solaires thermiques utilisés dans des climats « froids » sont à circulation forcée et pressurisés. Ce type de systèmes comporte plusieurs composants : capteurs solaires thermiques, ballon de stockage, vase d'expansion, circulateur, échangeurs, vannes et canalisations. Cette complexité a provoqué une perte d'intérêt de la part des industriels. En effet, en France, le CESI se voit fortement concurrencé par le chauffe-eau thermodynamique du fait de sa simplicité d'installation et son prix à l'achat inférieur [UNICLIMA, 2016]. Le développement des systèmes solaires thermiques innovants est ainsi nécessaire afin de simplifier les solutions, d'augmenter leur durée de vie, d'augmenter leurs performances et de réduire les coûts.
- **Intégration dans le bâtiment.** L'intégration implique, d'une part, l'adaptation aux besoins des bâtiments rénovés et neufs. En effet, comme détaillé dans la section 1.1, les bâtiments anciens nécessitent des systèmes s'adaptant à l'architecture existante. Les solutions préfabriquées en usine ou compactes peuvent faciliter cette tâche [ADEME, 2012]. De plus, les bâtiments neufs ont besoin de systèmes adaptés à la nouvelle répartition de la demande énergétique. Chaque solution doit également s'adapter à son contexte climatique. D'autre part, l'intégration esthétique des systèmes solaires thermiques est moins développée que celle des systèmes PV, ce qui peut freiner leur utilisation dans certains cas [Munari Probst and Roecker, 2007].
- **La gestion des surchauffes.** Le phénomène de stagnation apparaît lorsque le circulateur solaire s'arrête alors que l'irradiation solaire est suffisante pour faire fonctionner le système en conditions normales. Cette situation se produit, par exemple, lorsque le ballon de stockage est totalement chargé et ne peut plus absorber d'énergie. Il peut également apparaître lors d'une défaillance du circulateur solaire. La stagnation peut donc se produire dans des installations solaires thermiques de petite et grande taille, provoquant une augmentation de la température de l'absorbeur. Une fois que la température de l'absorbeur dé-

passé la température de vaporisation du fluide caloporteur, celui-ci commence à changer d'état, la vapeur remplaçant le liquide dans le circuit solaire. Ce phénomène peut endommager les composants du système comme le capteur solaire, le(s) circulateur(s), les vannes, les joints ou le vase d'expansion et, en même temps, accélère la dégradation du fluide caloporteur. La stagnation impacte donc négativement la durabilité de l'installation solaire [Frank et al., 2015, Harrison and Cruickshank, 2012].

Le travail de Harrison and Cruickshank [2012] contient différentes solutions pour gérer les phénomènes de surchauffe. Des solutions telles que l'évacuation de la chaleur en excès pendant la nuit ou la ventilation de l'absorbeur lors des périodes stagnantes sont proposées. Cependant, les solutions passives, ne nécessitant pas d'être connectées à une source d'énergie, sont préférées. Dans ce but, les capteurs thermochromes [Föste et al., 2016] permettent de limiter la température maximale lors de périodes de stagnation en augmentant l'émissivité de l'absorbeur lorsque sa température augmente trop. Les occurrences d'évaporation du fluide caloporteur peuvent ainsi être diminuées. Cependant, l'étude numérique de Föste et al. [2016] montre que les performances d'un système solaire combiné utilisant le capteur thermochrome dans une maison individuelle diminuent de 1,5% pour un climat de centre Europe et de 4,5% au sud de la France par rapport à un système solaire utilisant un capteur conventionnel. Des recherches visant à augmenter le rendement des couches thermochromes sont ainsi en cours. Une autre solution passive sont les systèmes solaires thermiques autovidangeables (drainback en anglais). Ce type de système récupère le fluide remplissant les capteurs solaires dans un réservoir à l'intérieur du bâtiment, évitant les risques de surchauffe et de gel. En plus de protéger le système contre les phénomènes de stagnation, les systèmes autovidangeables présentent d'autres avantages comme la possibilité d'utiliser l'eau comme fluide caloporteur et/ou de faire fonctionner le circuit solaire à pression atmosphérique [Botpaev et al., 2016]. Nous nous sommes ainsi intéressés aux systèmes autovidangeables dans le chapitre 2 afin de mieux comprendre théoriquement et expérimentalement les phénomènes liés au fonctionnement particulier de ce type de technologie pour une potentielle utilisation dans le cadre du système solaire hybride eau-air.

1.4.2 Les enjeux scientifiques

Dans le but de développer un système solaire hybride eau-air simple et performant, différents défis doivent être relevés en plus des verrous précédents associés purement aux systèmes solaires thermiques.

- **L'exploitation optimale de la chaleur solaire.** Dans le but de valoriser au maximum l'énergie solaire disponible, l'algorithme de contrôle doit, d'une part, s'adapter aux variations de la demande ainsi qu'à l'intermittence des

apports solaires et, d'autre part, gérer les comportements très différents du vecteur eau et du vecteur air. L'eau est bien adaptée au stockage grâce à son inertie thermique tandis que l'air est un fluide très réactif, permettant un changement rapide des conditions à l'intérieur du bâtiment. Une méthodologie d'optimisation est ainsi nécessaire pour trouver la meilleure utilisation de la chaleur solaire. La méthodologie proposée dans cette thèse est présentée dans la figure 1.16.

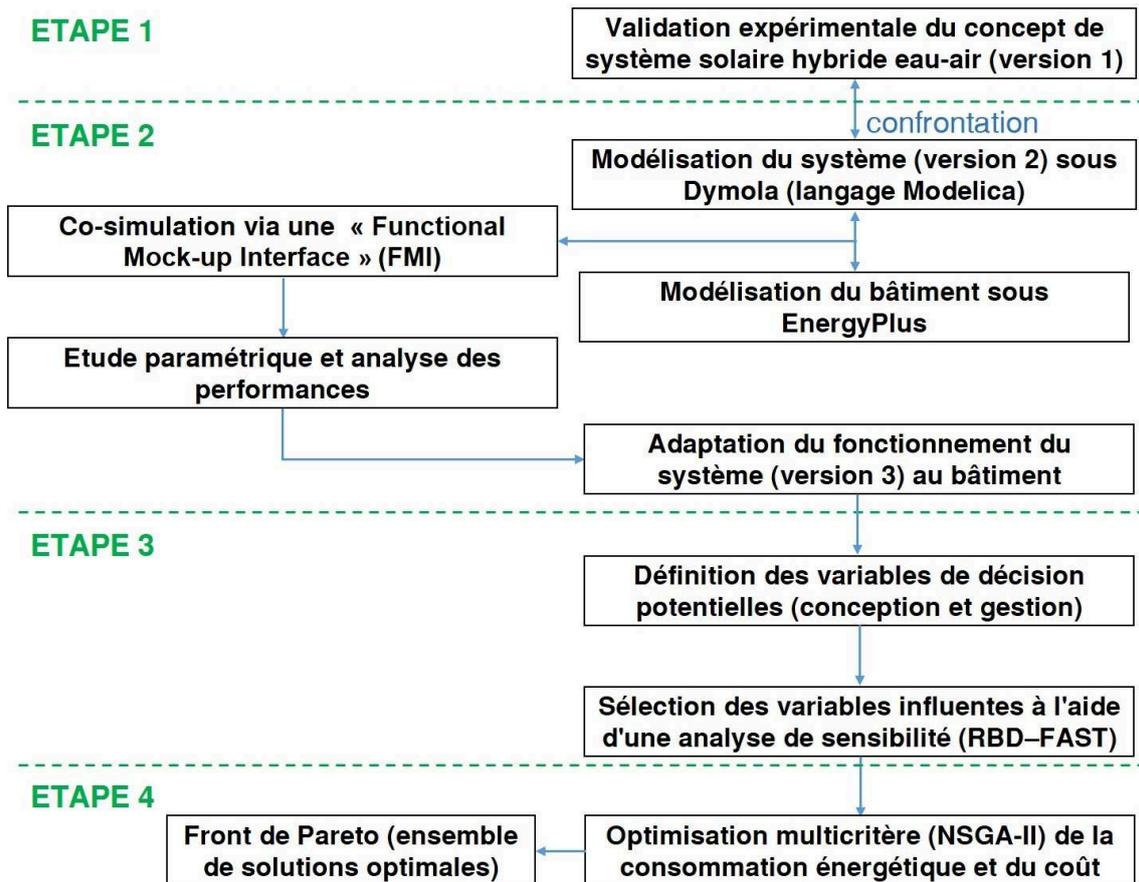


FIGURE 1.16 – Méthodologie développée pour l'optimisation d'un système solaire hybride eau-air.

La première étape de la méthodologie étudie une première version du système hybride d'un point de vue expérimental afin, d'une part de valider le concept et, d'autre part, de trouver la meilleure configuration hydraulique. La deuxième étape permet de développer un modèle numérique, confronté aux résultats expérimentaux, pour l'analyse de la configuration retenue (version 2). Le modèle du système sous Dymola est ainsi couplé au modèle de bâtiment sous EnergyPlus via une co-simulation. L'analyse du fonctionnement du système conjointement avec le comportement du bâtiment permet ensuite de sélectionner une troisième version améliorée du système hybride. Les variables les plus influentes sur les performances énergétiques du système hybride sont

obtenues lors de la troisième étape. Une optimisation multiobjectif est réalisée dans une dernière étape en utilisant les variables de décision identifiées au préalable.

- **La réduction du temps de calcul lié aux simulations numériques.**
Une optimisation analyse un modèle du système étudié à travers un nombre important de simulations numériques. Cette étude est souvent associée à un temps de calcul élevé, des stratégies limitant ce temps de calcul s'avérant nécessaires. La méthodologie proposée inclut ainsi une diminution du nombre de variables de décision à l'aide d'une analyse de sensibilité, sélectionnant uniquement les variables les plus influentes sur les performances énergétiques du système hybride.
- **Le préchauffage solaire de l'air assurant une ventilation de qualité.**
En effet, comme présenté dans la section 1.1.3, l'efficacité de ventilation peut être pénalisée lors du soufflage d'air chaud. La distribution de l'air dans la pièce dépend de la température de soufflage, de la vitesse de l'air soufflé ainsi que de la position des bouches. Ce sujet n'est pas approfondi dans la thèse. La solution optimale doit cependant procurer une efficacité de ventilation satisfaisante pour l'occupant.

1.5 Conclusions

Cette section a présenté le contexte dans lequel le système solaire thermique hybride eau-air étudié s'inscrit.

Les contraintes réglementaires stimulent l'utilisation et le développement de technologies efficaces dans le cadre du bâtiment performant. Le besoin de chauffage a ainsi diminué au fil du temps jusqu'à l'arrivée du bâtiment passif pour lequel le besoin de chauffage est minimisé, le besoin d'ECS pouvant dépasser celui de chauffage. En effet, il existe une redistribution des besoins dans le bâtiment neuf. En outre, le taux de rénovation des bâtiments anciens doit augmenter, tout en respectant le confort thermique de l'occupant et la qualité de l'air intérieur (QAI). La ventilation est ainsi nécessaire mais représente également une perte de chaleur non-négligeable. Par conséquent, les systèmes actuels doivent s'adapter à ce contexte où le besoin de chauffage devient de plus en plus faible tandis que le besoin d'ECS et les pertes par renouvellement d'air gagnent en importance.

Les différentes solutions appropriées pour le bâtiment performant sont présentées et les systèmes solaires thermiques ont été choisis pour leur maturité et leur bonnes performances particulièrement pour la production d'ECS. Un nouveau concept de système solaire thermique hybride eau-air est ainsi étudié dans cette thèse. Le vecteur eau est associé à la production d'ECS et le vecteur air au préchauffage de l'air de ventilation.

La contribution scientifique de ces travaux porte sur la mise en œuvre d'une méthodologie d'optimisation du concept de système solaire hybride eau-air, définissant une configuration qui s'adapte aux besoins d'ECS et de préchauffage d'air dans le bâtiment performant. Une stratégie permettant de limiter le temps de calcul lors de la recherche de l'ensemble de solutions optimales est également mise en place.

Étude expérimentale d'un chauffe-eau solaire préchauffant l'air neuf insufflé dans une maison test

Ce chapitre présente l'installation expérimentale d'un système solaire thermique hybride pour la production d'eau chaude sanitaire et le préchauffage d'air de ventilation dans une maison test. L'objectif est d'analyser le comportement du couplage innovant entre un système solaire thermique à eau et le vecteur air dans le bâtiment. Les données expérimentales serviront de support au développement du concept au moyen d'une étude numérique. Dans une première partie, le système expérimental est décrit, détaillant les différents composants installés, la stratégie de contrôle ainsi que l'instrumentation mise en place pour l'étude. Les performances énergétiques de l'installation sur une semaine sont ensuite présentées avec les incertitudes associées. Le comportement dynamique du système ainsi que son impact sur le bâtiment sont étudiés dans la troisième partie. Enfin, du fait des risques de surchauffe pour un système solaire thermique produisant de l'ECS et préchauffant l'air neuf, un système autovidangeable est étudié d'un point de vue expérimental et théorique.

2.1 Description du dispositif expérimental

2.1.1 Contexte de l'expérience

Le système étudié a été installé dans une maison expérimentale de la plateforme INCAS. Cette plateforme a été érigée pour la recherche sur l'efficacité énergétique du bâtiment à l'Institut National de l'Énergie Solaire (INES), dans le technopôle Savoie Technolac situé au Bourget-du-Lac (Savoie, France). La figure 2.1 montre la plateforme INCAS ainsi que la maison utilisée pour l'expérience. En particulier, la maison de l'étude, appelée I-BB du fait de sa construction en Béton Banché, respecte la RT2012 avec un besoin de chauffage d'environ $15 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{an}^{-1}$. La surface habitable est de 89 m^2 , répartie entre le rez-de-chaussée (RDC) et l'étage, avec une hauteur sous-plafond de 2,7 m et 2,4 m respectivement. Les combles, situés au-dessus de l'étage, ainsi que le vide sanitaire sur lequel la maison est construite, sont des volumes non chauffés. L'orientation de la maison est décalée de $15,3^\circ$ par rapport à l'axe Nord/Sud en direction de l'Est. La surface vitrée par rapport à la surface des parois verticales représente 28 % au Sud, 10 % à l'Ouest, 5 % à l'Est et 2,5 % au Nord. Les plans de la maison sont en annexe A.1. Des informations complémentaires sur la construction de la maison sont disponibles dans la thèse de Spitz [2012].



(a) Plateforme INCAS



(b) Maison I-BB

FIGURE 2.1 – Vue aérienne de la plateforme INCAS à gauche et vue de la façade Sud de la maison expérimentale I-BB à droite.

2.1.2 Principe de fonctionnement du système

La solution installée comporte deux modules principaux : un système de ventilation par insufflation (VMI[®]) développé par la société Ventilairsec ainsi qu'un chauffe-eau solaire individuel (CESI) de la marque SolisArt. Le circuit solaire est connecté physiquement au réseau de ventilation au moyen d'une batterie eau chaude fournie également par Ventilairsec. La figure 2.2 représente le schéma de principe de l'installation de production d'eau chaude sanitaire (ECS) et de ventilation. L'énergie

solaire captée par le champ de capteurs solaires thermiques est transférée au ballon de stockage d'ECS afin de chauffer l'eau froide (EF) provenant du réseau au moyen du circulateur C1 et/ou dans la batterie eau chaude pour préchauffer l'air de ventilation à l'aide du circulateur C2. La température du fluide solaire à l'entrée de la batterie est limitée à l'aide d'une vanne thermostatique (VT) dans le but d'éviter des températures de fluide caloporteur trop élevées. L'air neuf préchauffé est finalement soufflé en deux points de la maison : le palier à l'étage et le palier au RDC. L'air vicié est ensuite évacué au travers des grilles d'aération présentes en partie haute de chaque fenêtre. Des résistances électriques d'appoint sont présentes dans le caisson de ventilation et le ballon de stockage afin d'atteindre respectivement la température de consigne de préchauffage d'air et du ballon. Les composants et le contrôle du système sont détaillés dans les sections suivantes.

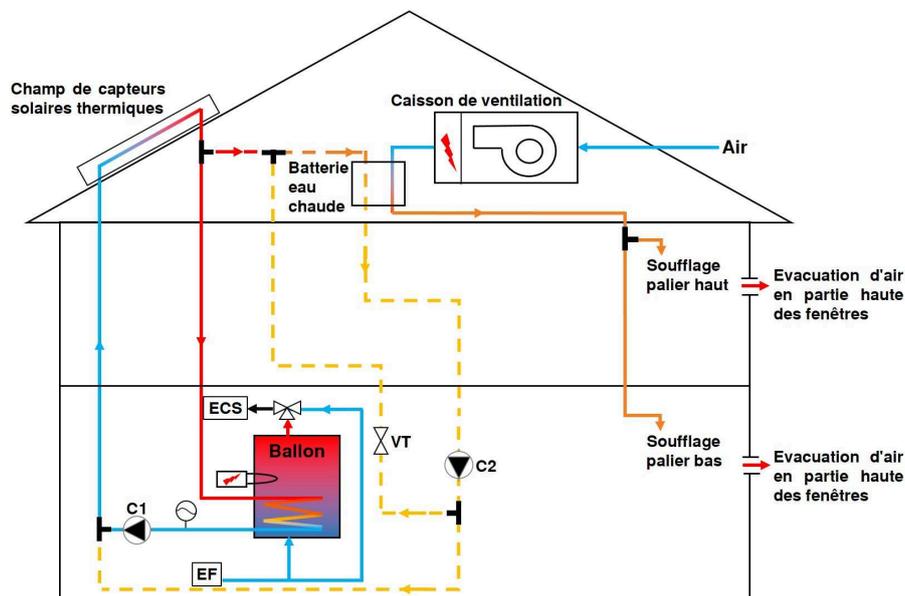


FIGURE 2.2 – Schéma de principe du système de production d'ECS et de ventilation installé dans la maison I-BB.

2.1.3 Principaux composants de l'installation

Le caisson de ventilation

Le caisson MAXI de la gamme Ventilairsec est utilisé. Il contient un filtre classe F7, en micro fibre de polypropylène, pour arrêter les particules fines et pollens provenant de l'extérieur, une résistance électrique pour préchauffer l'air à 12, 15 ou 18 ° C (selon le choix de l'occupant) et un ventilateur permettant d'insuffler un débit d'air allant jusqu'à $400 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. La vitesse du ventilateur est réglée automatiquement en fonction de l'hygrométrie extérieure/intérieure et de la température de l'air à l'entrée du caisson ou manuellement à l'aide d'une télécommande. La figure 2.3 montre le caisson présent dans les combles de la maison.



FIGURE 2.3 – Caisson de ventilation MAXI du fabricant Ventilairsec installé dans les combles de la maison I-BB.

La batterie eau chaude

L'élément connectant le circuit solaire et le réseau aéraulique est le composant Hydro'R 200 de Ventilairsec. Cette batterie contient un échangeur de chaleur entre l'air provenant du caisson de ventilation et le fluide caloporteur des panneaux solaires thermiques. Ce fluide caloporteur est un mélange d'eau et de mono-propylène glycol (75% - 25% en volume). La figure 2.4 montre la batterie eau chaude ainsi que les connections des gaines de ventilation (en gris) et du circuit solaire (en noir). L'échangeur de chaleur est le modèle BTC-C-160 de la marque Tuvaco, un échangeur de type tubes-ailettes à flux croisés.



FIGURE 2.4 – Batterie eau chaude intégrant un échangeur de chaleur entre le fluide caloporteur provenant des panneaux solaires thermiques et l'air insufflé dans le bâtiment.

Les panneaux solaires thermiques

Les panneaux solaires thermiques utilisés sont des capteurs à tubes sous vide Vitosol 200-T du fabricant Viessmann. Trois panneaux connectés en parallèle sont implantés au niveau du balcon de la maison. Chaque panneau est composé de dix tubes, avec une surface d'absorbeur de $1,02 \text{ m}^2$ par panneau. La partie gauche de la figure 2.5 montre les trois panneaux. La partie droite de la même figure montre le détail de la vue transversale d'un tube sous vide, présentant l'inclinaison de l'absorbeur posé sur le tube intérieur. Cette inclinaison a été estimée à l'aide de photos pour chaque tube, obtenant ainsi une inclinaison moyenne de 45° pour un panneau.



(a) Panneaux solaires thermiques



(b) Vue transversale d'un tube sous vide

FIGURE 2.5 – Capteurs à tubes sous vide installés sur le balcon de la maison I-BB à gauche et vue transversale d'un tube sous vide à droite.

Le ballon de stockage d'eau chaude sanitaire (ECS)

Le ballon de stockage d'ECS utilisé est le modèle SC1Z de SolisArt. Son volume est de 400 L. Une résistance électrique de la marque Askoheat, d'une puissance de 4,5 kW, est utilisée comme système d'appoint. La résistance est située à mi-hauteur du ballon. La figure 2.6 montre le ballon placé dans le cellier au rez-de-chaussée.

Les circulateurs

Les circulateurs fournis avec le CESI, notés C1 et C2 sur la figure 2.2, sont le modèle UPM3 Solar du fabricant Grundfos. Ils fonctionnent à vitesse variable selon 4 vitesses disponibles, la hauteur manométrique maximale d'un circulateur étant de 7,5 m.

Le vase d'expansion

Le vase d'expansion installé dans le circuit primaire solaire est de la marque Pneumatex et a un volume de 35 L.



FIGURE 2.6 – Ballon sanitaire de 400 L de volume placé dans le cellier au RDC de la maison I-BB.

2.1.4 Logique de contrôle

La figure 2.7 représente le schéma de l'installation expérimentale avec les sondes de contrôle. L'algorithme de contrôle gère la distribution de l'énergie solaire disponible entre le ballon d'ECS et l'air neuf. L'eau du ballon est ainsi chauffée dès que l'énergie solaire récupérée par les capteurs le permet, à condition de ne pas dépasser la température maximale du ballon. L'air rentrant dans le bâtiment est également chauffé si l'énergie solaire captée est suffisante, à condition de ne pas dépasser la température de consigne solaire pour l'air. Les deux circulateurs utilisés, C1 et C2, peuvent ainsi fonctionner séparément ou simultanément. Les températures minimales fixées pour l'eau dans le ballon et pour l'air soufflé sont assurées par des résistances électriques en absence d'énergie solaire suffisante. Cette logique de contrôle est détaillée ci-dessous.

Charge solaire du ballon d'ECS

Le circulateur C1, permettant la circulation du fluide caloporteur dans la boucle solaire traversant le ballon, s'active lorsque la différence de température entre la sortie des capteurs et la partie basse du ballon (T_1-T_2) est supérieure au seuil d'allumage ($DTON_{C1}$) et s'éteint si cette différence de température descend en-dessous du seuil d'arrêt ($DTOFF_{C1}$), fonctionnant ainsi en hystérésis. $DTON_{C1}$ est égale à $10\text{ }^\circ\text{C}$ et $DTOFF_{C1}$ à $4\text{ }^\circ\text{C}$. Si la température du ballon au niveau de l'appoint T3

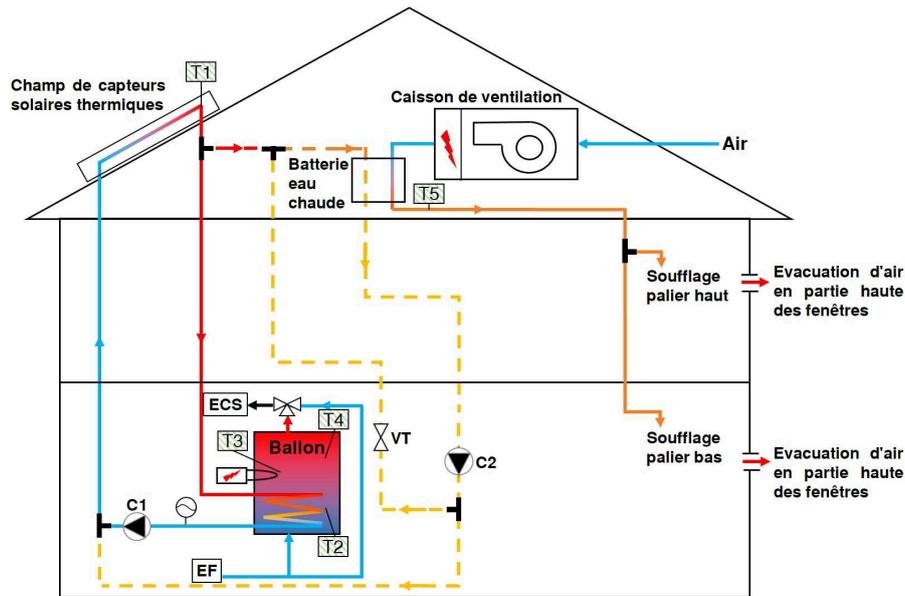


FIGURE 2.7 – Schéma de principe de l'installation expérimentale avec les principaux composants et sondes de contrôle.

est inférieure à la température de consigne du ballon (42°C lors de l'expérience), la résistance électrique du ballon se met également en route. Finalement, si la température en partie haute du ballon $T4$ dépasse la température maximale du ballon (95°C), l'énergie solaire n'est plus transférée au ballon.

Préchauffage solaire de l'air de ventilation

Si l'énergie solaire disponible est suffisante pour chauffer l'air, le circulateur $C2$, qui fait circuler le fluide caloporteur de la boucle solaire à travers la batterie eau chaude, s'enclenche à condition que la température de l'air à la sortie de la batterie ($T5$) soit inférieure à la température de consigne de préchauffage solaire $T_{ConsSolAir}$. Le circulateur $C2$ s'active selon un fonctionnement en hystérésis si la différence de température entre la sortie des capteurs et l'air à la sortie de la batterie ($T1-T5$) est supérieure au seuil de mise en route ($DTON_{C2}$), fixé à 8°C . $C2$ s'éteint lorsque la différence de température ($T1-T5$) est inférieure au seuil d'arrêt ($DTOFF_{C2}$), égal à 2°C . Indépendamment, la VMI[®] est dotée d'une résistance d'appoint dans le caisson qui s'allume si la température de l'air à la sortie de la batterie chaude ($T5$) est inférieure à la température de consigne de préchauffage de la VMI[®] ($T_{ConsVMAir}$), définie à 12, 15 ou 18°C .

2.1.5 Instrumentation de supervision

La figure 2.8 présente l'instrumentation mise en place pour l'étude précise du comportement du système.

Les températures sont mesurées à l'aide de sondes en platine PT100. Ce type

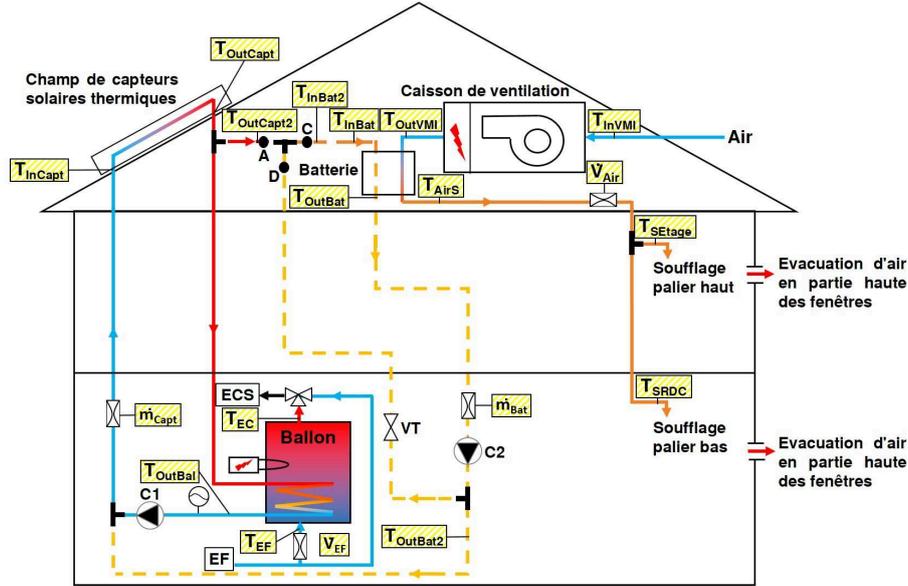


FIGURE 2.8 – Schéma de principe de l'instrumentation de supervision de l'installation expérimentale.

de sonde présente une variation de sa résistance (100Ω à 0°C pour la PT100) lors d'une variation de température. L'incertitude d'une sonde PT100 de classe A est de $0,35^\circ \text{C}$.

Le débit volumique d'air \dot{V}_{Air} est mesuré au moyen d'un débitmètre à ultrasons Ultraflux 2000. Le principe de fonctionnement est basé sur la mesure du temps de parcours d'une onde ultrasonore voyageant entre deux points dans un fluide. L'incertitude du débitmètre a été estimée à $8,5\%$ [Spitz, 2012].

Les débits massiques d'eau glycolée \dot{m}_{Capt} et \dot{m}_{Bal} sont mesurés à l'aide de deux débitmètres Optiflux 1050. Ce type de débitmètre crée un champ électromagnétique générant une tension lors du déplacement d'un fluide conducteur (l'eau glycolée) suivant la loi de Faraday. Cette tension est proportionnelle à la vitesse du fluide v . L'incertitude du fabricant sur la vitesse mesurée est donnée par l'équation (2.1), le débit volumique $\delta \dot{V}_{Capt}$ étant calculé à l'aide du diamètre nominal de l'appareil ($0,01 \text{ m}$).

$$\delta v = \begin{cases} 0,5\% \text{ de } v, & \text{si } v > 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \\ 0,0025 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}, & \text{si } v < 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \end{cases} \quad (2.1)$$

Le débit volumique d'eau froide \dot{V}_{EF} est mesuré au moyen d'un débitmètre à vortex Huba Control 210. Le principe de mesure repose sur l'effet Karman, basé sur la formation de tourbillons ou vortex lorsqu'un fluide rencontre un obstacle. Un élément de mesure piézo-électrique capte les différences de pression dues à ces tourbillons, la vitesse du fluide étant proportionnelle à la génération des tourbillons. L'erreur de mesure est donnée par le fabricant selon l'équation (2.2), avec EM l'étendue de

mesure ($15 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$).

$$\delta\dot{V}_{EF} = \begin{cases} 1\% \text{ de EM,} & \text{si } \dot{V}_{EF} < 50\% \text{ de EM} \\ 2\% \text{ de } \dot{V}_{EF}, & \text{si } \dot{V}_{EF} > 50\% \text{ de EM} \end{cases} \quad (2.2)$$

Les consommations électriques sont mesurées à l'aide des capteurs Solea AJ, avec une précision de 0,5% du calibre. L'incertitude sur la consommation électrique de la résistance dans le ballon d'ECS est de 32 W.

Les données météorologiques, température et rayonnement, sont obtenues à partir d'appareils de mesure installés dans la plateforme INCAS. L'irradiation solaire directe dans le plan normal au rayonnement est mesurée avec un pyréliomètre KIPP & ZONEN CH1 fixé sur un tracker solaire. Le pyréliomètre transforme la radiation solaire absorbée sur une surface noire en signal électrique à l'aide d'une thermopile, ciblant l'irradiation directe grâce à sa géométrie. L'irradiation solaire globale horizontale est mesurée à l'aide d'un pyranomètre également de la marque KIPP & ZONEN, modèle CMP22, dont le principe de fonctionnement est le même que pour le pyréliomètre avec une géométrie différente. La température est mesurée au moyen d'un capteur thermo-hygromètre du fabricant Campbell Scientific CS215 avec une précision de 0,4 ° C, fonctionnant par variation du potentiel en fonction de la température de l'élément sensible.

2.2 Performances globales sur une semaine

Une analyse des performances énergétiques globales est effectuée pour la période du 17 au 23 mars 2018, les conditions météorologiques étant favorables à l'exploitation du système étudié. En effet, comme observé dans les figures 2.9 et 2.10, les températures ne sont pas très élevées, le préchauffage de l'air étant ainsi nécessaire, et la ressource solaire est disponible lors de la période ciblée. La semaine constitue ainsi un exemple adapté pour l'étude du couplage CESI / ventilation. Le détail de l'obtention du rayonnement incident sur la surface des capteurs est disponible en annexe B. La résistance électrique d'appoint pour l'air dans le caisson de ventilation est éteinte lors de cette période dans le but de se focaliser sur le préchauffage solaire de l'air. Le puisage d'ECS suit le profil issu de la RT2012 [CSTB, 2011] adapté à une consommation d'ECS moyenne journalière de 50 L par personne à 40 ° C [Vu, 2011] pour une famille de 4 personnes. Les puisages sont détaillés dans le tableau 2.1.

Cette section explique d'abord la méthode de calcul des énergies échangées et les incertitudes considérées pour, finalement, obtenir les indicateurs de performance sur la semaine, grâce aux valeurs mesurées par les sondes représentées dans la figure 2.8.

2.2.1 Calcul des flux thermiques

La figure 2.11 représente l'installation expérimentale avec les flux thermiques échangés et utilisés pour le calcul des indicateurs dans la section 2.2.3.

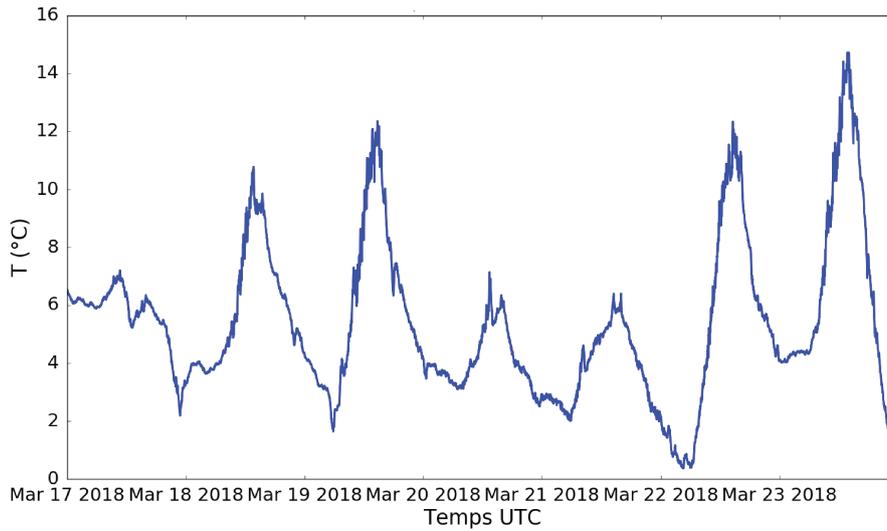


FIGURE 2.9 – Température extérieure mesurée sur la plateforme INCAS pour la période du 17 au 23 mars 2018.

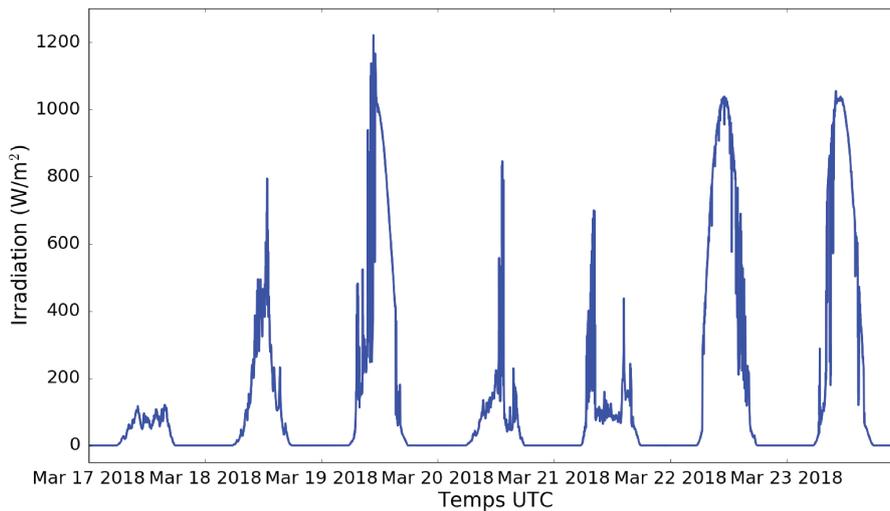


FIGURE 2.10 – Irradiation globale sur la surface des capteurs solaires thermiques, estimée à partir des données mesurées dans la plateforme INCAS pour la période du 17 au 23 mars 2018.

Puissance solaire arrivant au champ de capteurs solaires thermiques

A partir du calcul de l'irradiation globale incidente sur la surface des capteurs G_{gt} ($W \cdot m^{-2}$) (détaillé en annexe B), la puissance solaire arrivant aux capteurs I_{gt} (W) peut être calculée en multipliant l'irradiation solaire G_{gt} ($W \cdot m^{-2}$) par la surface des capteurs S_{Capt} (m^2) (équation (2.3)).

$$I_{gt} = G_{gt} \cdot S_{Capt} \quad (2.3)$$

Heure	Durée (min)	Volume (L)
7h00	6	39
8h00	6	41
18h00	12	40
20h00	6	39
21h00	6	41

TABLE 2.1 – Volume (L) d'ECS à 40 ° C puisé dans l'installation expérimentale.

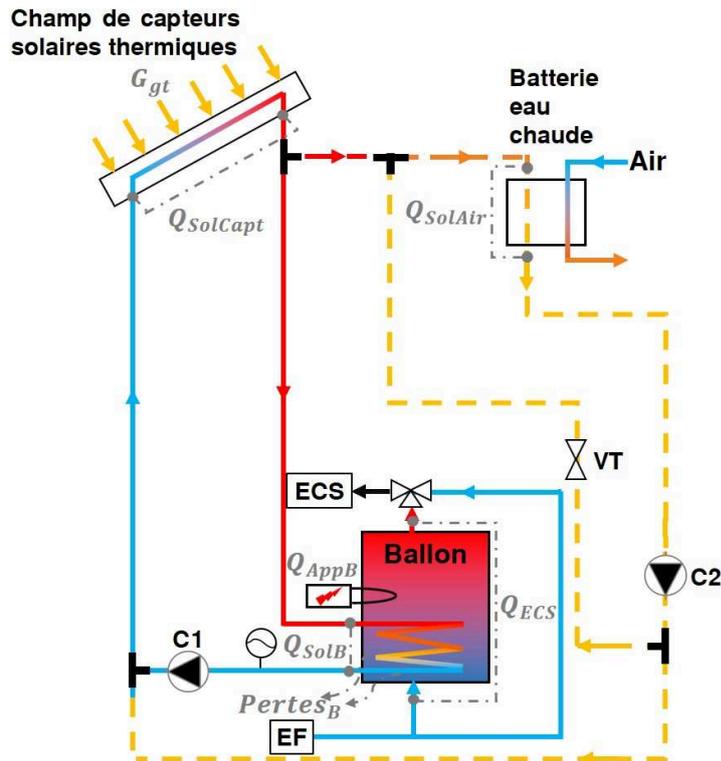


FIGURE 2.11 – Schéma de l'installation expérimentale avec les flux thermiques échangés.

Puissance solaire exploitée par le champ de capteurs

La puissance solaire captée par les panneaux solaires thermiques $\dot{Q}_{SolCapt}$ (W) est calculée selon l'équation (2.4), avec \dot{m}_{Capt} ($kg \cdot s^{-1}$) le débit massique traversant le champ de capteurs, c_p ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$) la chaleur spécifique à pression constante du fluide solaire, $T_{OutCapt}$ (K) la température en sortie et T_{InCapt} (K) en entrée du champ de capteurs.

$$\dot{Q}_{SolCapt} = \dot{m}_{Capt} \cdot c_p \cdot (T_{OutCapt} - T_{InCapt}) \quad (2.4)$$

Puissance solaire utilisée pour chauffer l'air dans la batterie eau chaude

La puissance solaire injectée dans la batterie chaude \dot{Q}_{SolAir} (W) est calculée selon l'équation (2.5), où \dot{m}_{Bat} ($kg \cdot s^{-1}$) est le débit massique de fluide solaire traversant la batterie chaude, T_{InBat} (K) est la température du fluide solaire à l'entrée et T_{OutBat} (K) à la sortie de la batterie chaude.

$$\dot{Q}_{SolAir} = \dot{m}_{Bat} \cdot c_p \cdot (T_{InBat} - T_{OutBat}) \quad (2.5)$$

Puissance solaire récupérée dans le ballon de stockage d'ECS

La puissance solaire utilisée pour chauffer le ballon d'ECS \dot{Q}_{SolBal} (W) est calculée avec l'équation (2.6), où \dot{m}_{Bal} ($kg \cdot s^{-1}$) est le débit massique traversant l'échangeur solaire du ballon, T_{InBal} (K) est la température à l'entrée et T_{OutBal} (K) à la sortie de l'échangeur solaire du ballon.

$$\dot{Q}_{SolB} = \dot{m}_{Bal} \cdot c_p \cdot (T_{InBal} - T_{OutBal}) \quad (2.6)$$

T_{InBal} est approximée à $T_{OutCapt2}$ dans la figure 2.8, la distance entre les deux points étant d'environ 70 cm avec des tuyaux isolés au moyen d'un isolant flexible élastomère (ayant une conductivité thermique d'environ $0,034 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$) de 19 mm d'épaisseur, ce qui se traduit par une perte de température théorique [Incropera et al., 2006] inférieure à $0,1^\circ C$ pour un débit de fluide caloporteur de $120 L \cdot h^{-1}$ initialement à $40^\circ C$ et une température de cellier de $20^\circ C$. Le débit traversant l'échangeur du ballon n'est pas mesuré, il est estimé à partir des données expérimentales disponibles. Pour cela, il faut d'abord définir le débit circulant à travers le point D dans la figure 2.8 \dot{m}_D . Des bilans de masse (équation (2.7)) et d'enthalpie (équation (2.8)) sont ainsi développés entre le point A, le point C et le point D sur la figure 2.8. L'expression finale permettant de calculer le débit \dot{m}_D est l'équation (2.9), en supposant c_p constant.

$$\dot{m}_A + \dot{m}_D = \dot{m}_{Bat} \quad (2.7)$$

$$\dot{m}_A \cdot c_p \cdot T_A + \dot{m}_D \cdot c_p \cdot T_D = \dot{m}_{Bat} \cdot c_p \cdot T_{InBat2} \quad (2.8)$$

$$\dot{m}_D = \dot{m}_{Bat} \cdot \frac{T_{InBat2} - T_A}{T_D - T_A} \quad (2.9)$$

Nous considérons $T_D = T_{OutBat2}$ et $T_A = T_{OutCapt2}$ dans la figure 2.8. La première hypothèse est valable tant qu'une partie du débit traversant la batterie eau chaude passe par la vanne thermostatique (VT), la perte de température entre T_D et $T_{OutBat2}$ étant négligeable. La perte de température entre T_A et $T_{OutCapt2}$ peut également être considérée comme négligeable. La température au niveau du point C T_{InBat2} et le débit de fluide caloporteur traversant la batterie chaude m_{Bat} sont mesurés. Une fois

\dot{m}_D connu, le débit traversant l'échangeur du ballon \dot{m}_{Bal} peut être calculé à l'aide de l'équation (2.10).

$$\dot{m}_{Bal} = \dot{m}_{Capt} - (\dot{m}_{Bat} - \dot{m}_D) \quad (2.10)$$

Besoin d'ECS

La puissance demandée pour la production d'ECS \dot{Q}_{ECS} (W) est calculée suivant l'équation (2.11), avec \dot{V}_{EF} ($m^3 \cdot s^{-1}$) le débit volumique d'eau froide rentrant dans le ballon, ρ_{eau} ($kg \cdot m^{-3}$) la densité de l'eau, c_{peau} ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$) la chaleur spécifique de l'eau, T_{EC} (K) la température de l'eau sortant du ballon et T_{EF} (K) la température de l'eau froide du réseau.

$$\dot{Q}_{ECS} = \dot{V}_{EF} \cdot \rho_{eau} \cdot c_{peau} \cdot (T_{EC} - T_{EF}) \quad (2.11)$$

Puissances intervenant dans le préchauffage de l'air

Nous considérons ici différentes puissances relatives au préchauffage de l'air, illustrées dans la figure 2.12, pour une température de consigne de préchauffage d'air de la VMI[®] $T_{ConsVMIAir}$ égale à 15 ° C.

- La puissance nécessaire pour préchauffer l'air à $T_{ConsVMIAir}$ ($Q_{PreAirMin}$), appliquée au cas où il n'y a pas de préchauffage solaire, la résistance électrique devant fournir toute la puissance permettant d'atteindre la température de consigne $T_{ConsVMIAir}$. L'équation (2.12) permet d'obtenir $Q_{PreAirMin}$ (W), où \dot{V}_{Air} ($m^3 \cdot s^{-1}$) est le débit volumique d'air de ventilation, ρ_{Air} ($kg \cdot m^{-3}$) est la densité de l'air, c_{pAir} ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$) est la chaleur spécifique de l'air à pression constante et T_{OutVMI} (K) est la température de l'air à la sortie du caisson de ventilation rentrant ensuite dans la batterie.

$$\dot{Q}_{PreAirMin} = \dot{V}_{Air} \cdot \rho_{Air} \cdot c_{pAir} \cdot \max((T_{ConsVMIAir} - T_{OutVMI}), 0) \quad (2.12)$$

- La puissance solaire fournie à l'air dans la batterie lorsque la résistance électrique du caisson de ventilation n'est pas active ($Q_{PreAirSol}$), appliquée au cas de la semaine d'étude, la température de l'air à la sortie de la batterie T_{AirS} variant en fonction de la disponibilité de l'énergie solaire. L'équation (2.13) permet de calculer $Q_{PreAirSol}$ (W).

$$\dot{Q}_{PreAirSol} = \dot{V}_{Air} \cdot \rho_{Air} \cdot c_{pAir} \cdot (T_{AirS} - T_{OutVMI}) \quad (2.13)$$

- La puissance totale nécessaire pour préchauffer l'air à minimum $T_{ConsVMIAir}$ ($Q_{PreAirTot}$), considérant la puissance solaire transmise à l'air ainsi que la puissance d'appoint qui serait nécessaire pour atteindre la température de consigne $T_{ConsVMIAir}$ à tout moment. $Q_{PreAirTot}$ (W) est obtenue à l'aide de l'équation (2.14).

$$\dot{Q}_{PreAirTot} = \dot{V}_{Air} \cdot \rho_{Air} \cdot c_{pAir} \cdot (\max(T_{ConsVMIAir}, T_{AirS}) - T_{OutVMI}) \quad (2.14)$$

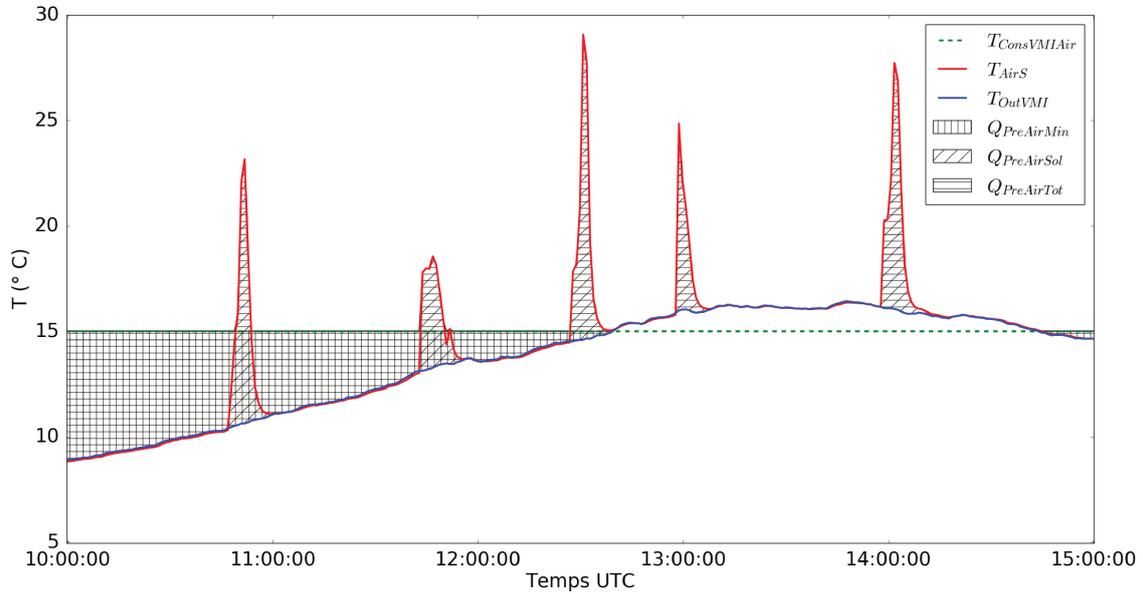


FIGURE 2.12 – Température de consigne de préchauffage de la VMI[®] $T_{ConsVMIAir}$, température de l'air préchauffé grâce au solaire T_{AirS} , température de l'air à l'entrée de la batterie chaude T_{OutVMI} et énergies $Q_{PreAirMin}$, $Q_{PreAirSol}$ et $Q_{PreAirTot}$ nécessaires pour chauffer l'air rentrant dans la batterie de la température T_{OutVMI} respectivement aux températures $T_{ConsVMIAir}$, T_{AirS} ou à la température maximale entre $T_{ConsVMIAir}$ et T_{AirS} le 18 mars 2018 de 10h à 15h.

2.2.2 Calcul d'incertitudes

Les incertitudes des appareils de mesure, présentées dans la section 2.1.5, sont propagées afin d'estimer la finesse des flux thermiques calculés pour l'obtention des indicateurs de performance. Les propriétés des fluides sont estimées en calculant la moyenne sur la plage de variation expérimentale, avec une incertitude correspondant à la déviation de la moyenne sur la plage étudiée.

L'incertitude sur l'irradiation solaire arrivant aux capteurs (équation (2.3)) est calculée selon l'équation (2.15).

$$\frac{\delta I_{gt}}{I_{gt}} = \frac{\delta G_{gt}}{G_{gt}} + \frac{\delta S_{Capt}}{S_{Capt}} \quad (2.15)$$

L'incertitude sur l'irradiation globale incidente δG_{gt} est approximée à 12 W/m^2 selon le calcul en annexe B. L'incertitude sur la surface des capteurs (surface de l'absorbeur) est supposée nulle.

L'incertitude sur la puissance solaire captée (équation (2.4)) est calculée à partir de l'équation (2.16).

$$\frac{\delta\dot{Q}_{SolCapt}}{|\dot{Q}_{SolCapt}|} = \frac{\delta\dot{m}_{Capt}}{|\dot{m}_{Capt}|} + \frac{\delta c_p}{|c_p|} + \frac{2\delta T}{|T_{OutCapt} - T_{InCapt}|} \quad (2.16)$$

L'incertitude absolue sur le débit massique $\delta\dot{m}_{Capt}$ provient de l'erreur de mesure du débitmètre Optiflux 1050 comme détaillé dans l'équation (2.1). Une incertitude supplémentaire de $\pm 4 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ a été considérée sur ce débitmètre car il présentait des oscillations (probablement dues à la présence de quelques bulles d'air). La valeur considérée pour la chaleur spécifique du mélange mono-propylène glycol/eau c_p entre 0 et 50 °C est de $3926 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \pm 1\%$. Enfin, l'incertitude absolue sur la température δT est l'erreur de mesure des sondes PT100 (0,35 °C).

L'incertitude sur la puissance solaire cédée dans la batterie eau chaude (équation (2.5)) est obtenue avec l'équation (2.17). Étant donné que le débitmètre utilisé pour la mesure du débit traversant la batterie eau chaude \dot{m}_{Bat} est un Optiflux 1050, l'incertitude sur le débit $\delta\dot{m}_{Bat}$ correspond également à l'équation (2.1). Les valeurs de la chaleur spécifique c_p et l'incertitude sur la température δT sont les mêmes que pour l'équation (2.16).

$$\frac{\delta\dot{Q}_{SolAir}}{|\dot{Q}_{SolAir}|} = \frac{\delta\dot{m}_{Bat}}{|\dot{m}_{Bat}|} + \frac{\delta c_p}{|c_p|} + \frac{2\delta T}{|T_{InBat} - T_{OutBat}|} \quad (2.17)$$

L'incertitude sur la puissance solaire cédée dans le ballon de stockage (équation (2.6)) est donnée par l'équation (2.18).

$$\frac{\delta\dot{Q}_{SolB}}{|\dot{Q}_{SolB}|} = \frac{\delta\dot{m}_{Bal}}{|\dot{m}_{Bal}|} + \frac{\delta c_p}{|c_p|} + \frac{2\delta T}{|T_{InBal} - T_{OutBal}|} \quad (2.18)$$

Comme expliqué antérieurement, le débit de fluide caloporteur traversant l'échangeur du ballon \dot{m}_{Bal} doit être estimé en utilisant les équations (2.9) et (2.10). Les incertitudes sur ces équations sont données respectivement par les équations (2.19) et (2.20).

$$\frac{\delta\dot{m}_D}{|\dot{m}_D|} = \frac{\delta\dot{m}_{Bat}}{|\dot{m}_{Bat}|} + \frac{2\delta T}{|T_{InBat2} - T_A|} + \frac{2\delta T}{|T_B - T_A|} \quad (2.19)$$

$$\delta\dot{m}_{Bal} = \delta\dot{m}_{Capt} + \delta\dot{m}_{Bat} + \delta\dot{m}_D \quad (2.20)$$

L'incertitude sur la puissance de production d'ECS (équation (2.11)) est donnée par l'équation (2.21).

$$\frac{\delta\dot{Q}_{ECS}}{|\dot{Q}_{ECS}|} = \frac{\delta\dot{V}_{EF}}{\dot{V}_{EF}} + \frac{\delta\rho_{eau}}{\rho_{eau}} + \frac{\delta c_{peau}}{c_{peau}} + \frac{2\delta T}{|T_{EC} - T_{EF}|} \quad (2.21)$$

L'incertitude sur le débit volumique d'eau froide est donnée par l'équation (2.2). Les valeurs considérées pour les propriétés de l'eau entre 7 et 47 °C sont de $4181 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \pm 0,4 \%$ pour c_{peau} et $998 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \pm 0,9 \%$ pour ρ_{eau} .

L'incertitude sur la puissance transmise à l'air (équation (2.14)) est donnée par l'équation (2.22). Les valeurs des propriétés de l'air entre 0 et 40 ° C sont de 1019 $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \pm 1\%$ pour la chaleur spécifique c_{pAir} et de $1,2 kg \cdot m^{-3} \pm 8\%$ pour la densité ρ_{Air} , considérant également les variations d'humidité pendant la période d'étude.

$$\frac{\delta \dot{Q}_{PreAir}}{|\dot{Q}_{PreAir}|} = \frac{\delta \dot{V}_{Air}}{\dot{V}_{Air}} + \frac{\delta \rho_{Air}}{\rho_{Air}} + \frac{\delta c_{pAir}}{c_{pAir}} + \frac{2\delta T}{|T_{AirS} - T_{Ext}|} \quad (2.22)$$

2.2.3 Calcul des indicateurs globaux

Cette section présente le calcul des indicateurs de performance de l'installation pour la semaine du 17 au 23 mars 2018. L'incertitude sur chaque indicateur est également obtenue par propagation d'incertitudes.

Nous considérons le fait que le ballon n'est pas chargé au même niveau au début et à la fin de la période. En effet, la mesure des sondes de température dans le ballon, T2 et T4 dans la figure 2.7, montre une différence de température de 0,5 ° C entre le début et la fin de la semaine d'étude, ce qui représente un différence d'énergie de 0,23 kWh, le ballon étant plus chaud au début de la période. Toutes les énergies indiquées par la suite sont en kWh et les incertitudes présentées en valeur absolue.

Couverture solaire sur l'ECS

La couverture ou fraction solaire sur l'ECS représente le rapport entre l'énergie solaire fournie au ballon et le besoin d'ECS. Nous supposons ici que toute l'énergie solaire injectée dans le ballon est de l'énergie utile pour la production d'ECS. Cependant, il y aura une partie de l'énergie solaire qui sera perdue à travers les parois du ballon. Cette approximation est valable ici car, comme observé plus tard lors du calcul du rendement du ballon de stockage, les pertes obtenues sont très faibles.

$$F_{ECS} = \frac{Q_{SolB}}{Q_{ECS}} = \frac{21,1 \pm 4,1}{52,6 \pm 3,1} = 40,1\% \pm 10,1\% \quad (2.23)$$

Couverture solaire sur l'air

La couverture solaire sur l'air illustre le rapport entre l'énergie solaire apportée à l'air dans la batterie chaude et l'énergie totale de préchauffage $Q_{PreAirTot}$ selon l'équation (2.14) pour les températures de consigne $T_{ConsVMI_{Air}}$ de 12, 15 et 18 ° C.

$$\begin{aligned} F_{Air_{12}} &= \frac{Q_{SolAir}}{Q_{PreAirTot}} = \frac{15,3 \pm 2,2}{52,8 \pm 12,4} = 28,9\% \pm 10,9\% \\ F_{Air_{15}} &= \frac{Q_{SolAir}}{Q_{PreAirTot}} = \frac{15,3 \pm 2,2}{74,6 \pm 15,2} = 20,5\% \pm 7,1\% \\ F_{Air_{18}} &= \frac{Q_{SolAir}}{Q_{PreAirTot}} = \frac{15,3 \pm 2,2}{97,5 \pm 19,6} = 15,7\% \pm 5,4\% \end{aligned} \quad (2.24)$$

Couverture solaire totale

La fraction solaire totale représente l'énergie solaire totale exploitée par rapport à l'énergie fournie pour l'ECS ainsi que pour le préchauffage d'air. Les calculs sont également effectués pour les températures de consigne $T_{ConsVMIAir}$ de 12, 15 et 18 ° C.

$$\begin{aligned}
 F_{Sys_{12}} &= \frac{Q_{SolB} + Q_{SolAir}}{Q_{ECS} + Q_{PreAirTot}} = \frac{36,4 \pm 6,3}{105,4 \pm 15,5} = 34,5\% \pm 11,0\% \\
 F_{Sys_{15}} &= \frac{Q_{SolB} + Q_{SolAir}}{Q_{ECS} + Q_{PreAirTot}} = \frac{36,4 \pm 6,3}{127,1 \pm 18,3} = 28,6\% \pm 9,0\% \\
 F_{Sys_{18}} &= \frac{Q_{SolB} + Q_{SolAir}}{Q_{ECS} + Q_{PreAirTot}} = \frac{36,4 \pm 6,3}{150,1 \pm 22,7} = 24,2\% \pm 7,8\%
 \end{aligned} \tag{2.25}$$

Rendement du champ des capteurs solaires thermiques

Le rendement du champ des capteurs représente l'énergie solaire captée par rapport à l'irradiation globale incidente sur la surface de l'absorbeur.

$$\eta_{Capt} = \frac{Q_{SolCapt}}{S_{Capt} \cdot G_{gt}} = \frac{38,7 \pm 4,1}{72,8 \pm 6,2} = 53,2\% \pm 10,2\% \tag{2.26}$$

Rendement du ballon

Le bilan d'énergie sur le ballon pendant la semaine étudiée est donné par l'équation (2.27), où E_i est l'énergie initiale du ballon, E_f est l'énergie finale et $Pertes_B$ représente les pertes thermiques du ballon. Comme indiqué au début de la section, $E_i - E_f = 0,23kWh$. L'indicateur décrivant le rendement du ballon (équation (2.28)) quantifie l'énergie fournie par le ballon pour l'ECS par rapport à l'énergie totale injectée dans le ballon (solaire et appoint).

$$E_i + Q_{SolB} + Q_{AppB} = E_f + Q_{ECS} + Pertes_B \tag{2.27}$$

$$\begin{aligned}
 \eta_{Bal} &= 1 - \frac{Pertes_B}{Q_{SolB} + Q_{AppB}} = \frac{Q_{ECS} - (E_i - E_f)}{Q_{SolB} + Q_{AppB}} \\
 &= \frac{52,3 \pm 3,3}{52,7 \pm 9,4} = 99,3\% \pm 24,0\%
 \end{aligned} \tag{2.28}$$

Nous observons un rendement du ballon très élevé, de l'ordre de 99%, ce qui indique qu'il a peu de pertes pendant la période étudiée. Le calcul théorique du flux thermique traversant l'isolation latérale du ballon (55 mm de mousse de polyuréthane rigide) prédit environ 3,3 kWh de pertes pour la semaine d'étude, en supposant que la moitié inférieure du ballon est à la température T2 et la moitié supérieure à T4 (figure 2.7), pour une température moyenne du cellier de 20 ° C. En considérant ces pertes théoriques, le rendement du ballon serait autour de 94%.

Cette différence entre le rendement expérimental et théorique peut être expliquée par les incertitudes.

Les incertitudes obtenues sont élevées. Le tableau 2.2 recense la part de l'incertitude globale associée aux différentes variables (débit massique \dot{m} ou volumique \dot{V} , densité ρ , chaleur spécifique c_p ou différence de température ΔT) afin de mieux comprendre l'origine de ces incertitudes. En général, les incertitudes proviennent majoritairement de la mesure du débit et de la différence de température. Une partie de l'incertitude sur le débit du fluide solaire est due aux fluctuations de la mesure. L'incertitude sur une différence de température est de 0,7 K et, lorsque la valeur de la différence est faible, l'incertitude relative devient importante. L'incertitude sur la densité de l'air impacte notablement le calcul de l'énergie fournie à l'air $Q_{PreAirTot}$. En effet, la densité de l'air est supposée constante mais les variations de température et, en particulier d'humidité, produisent des changements importants de la valeur de densité. La prise en compte d'une densité variable en fonction de la température et de l'humidité de l'air permettrait de réduire les incertitudes.

	\dot{m} ou \dot{V}	ρ	c_p	ΔT
$\delta Q_{SolCapt}$	25%	-	9%	66%
δQ_{SolB}	51%	-	5%	44%
δQ_{ECS}	46%	15%	6,5%	32,5%
$\delta Q_{PreAirTot}$ (15 ° C)	39%	38%	4,5%	18,5%
δQ_{SolAir}	9%	-	7%	84%

TABLE 2.2 – Pourcentage de l'incertitude de chaque variable sur l'incertitude globale de chaque énergie utilisée dans le calcul expérimental des indicateurs du 17 au 23 mars 2018.

Finalement, la figure 2.13 représente le diagramme de Sankey permettant d'illustrer tous les flux thermiques, en kWh, calculés d'après le bilan expérimental dans le système pour un préchauffage de l'air à 15 ° C. Nous constatons que l'énergie totale fournie à l'air préchauffé à minimum 15 ° C (74,6 kWh) est supérieure au besoin d'ECS (52,6 kWh) tandis que la quantité d'énergie solaire fournie à l'air (15,3 kWh) est inférieure à la quantité d'énergie solaire fournie pour la production d'ECS (21,1) pour la semaine étudiée.

Une installation de CESI classique est dimensionnée pour couvrir entre 50 et 70% des besoins d'ECS sur l'année [ADEME, 2011b]. Sur la semaine analysée, la fraction solaire sur l'ECS est en dessous des couvertures annuelles classiques, la chaleur solaire étant répartie entre la production d'ECS et le préchauffage d'air. Pour un cas favorable où un CESI couvrirait 70% du besoins d'ECS, la chaleur solaire utile serait environ 36,8 kWh, très proche de l'énergie solaire exploitée avec le système innovant comme illustré dans la figure 2.13. La quantité d'énergie solaire valorisée avec le système étudié expérimentalement est donc satisfaisante. Cependant, cette quantité d'énergie solaire exploitée pourrait probablement augmenter en optimisant le fonctionnement du système.

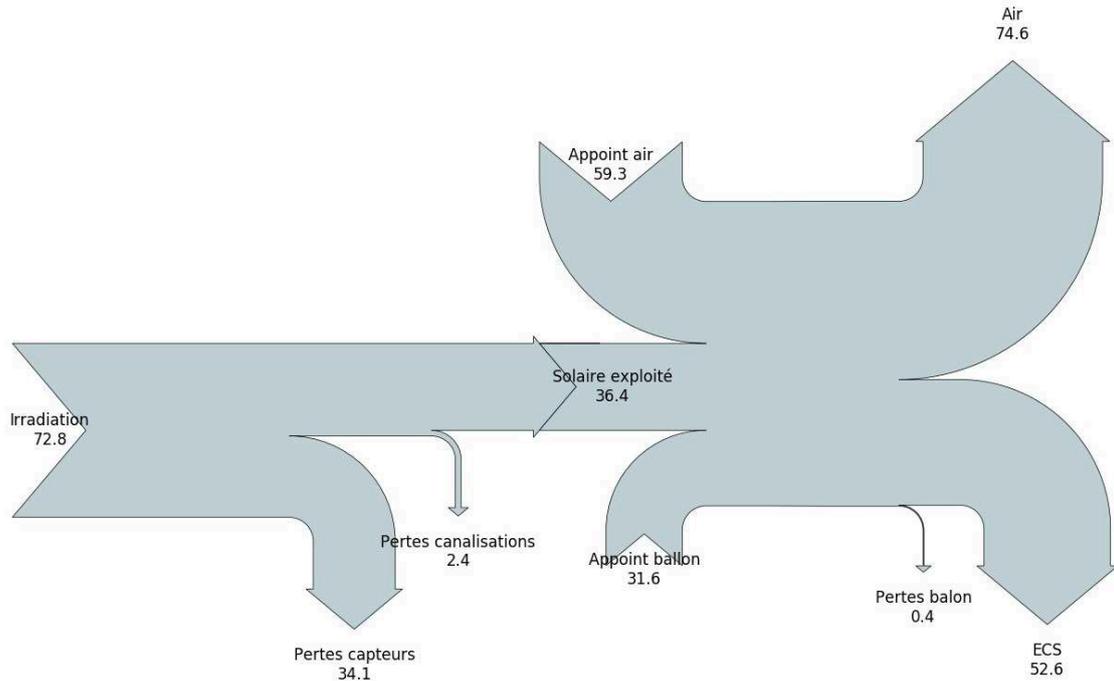


FIGURE 2.13 – Représentation sous forme de diagramme de Sankey des flux thermiques échangés dans le système étudié en kWh, avec un préchauffage d’air à 15 ° C, la semaine du 17 au 23 mars 2018.

2.3 Comportement dynamique

Les résultats de cette section décrivent le comportement temporel de l’installation pour la semaine étudiée dans la section 2.2 ainsi que le comportement du soufflage d’air du 5 mai au 20 juin 2018. Cette dernière période a été choisie car elle présente une amplitude importante de la température de soufflage (entre 12 et 39 ° C au RDC).

2.3.1 Fonctionnement caractéristique du système

Afin de compléter l’étude de la section 2.2, cette section a pour objectif d’analyser l’évolution temporelle des températures dans le système, des apports solaires ainsi que de la demande énergétique. Tout d’abord, la figure 2.14 représente, pour la journée du 21 mars 2018, les températures mesurées par les sondes de régulation, représentées dans la figure 2.7, au niveau de la sortie des capteurs solaires (T1), de la partie basse du ballon d’ECS (T2) et de l’air à la sortie de la batterie chaude (T5), ainsi que la température extérieure (TExt), sur le graphe supérieur. Le graphe inférieur représente l’ordre envoyé par la régulation au circulateur C1 permettant au fluide caloporteur de traverser l’échangeur du ballon ainsi qu’au circulateur C2 permettant au fluide de traverser la batterie chaude. La figure 2.14 montre que, vers 7h50, lorsque la température à la sortie des capteurs T1 commence à augmenter,

la régulation envoie l'ordre d'activation aux circulateurs C1 et C2. Le circulateur C1 s'arrête rapidement car le delta de température entre la sortie des capteurs T1 et le ballon T2 devient rapidement inférieur à 4°C , correspondant au $DTOFF_{C1}$ introduit dans la section 2.1.4. Bien que l'énergie solaire ne soit pas suffisante pour chauffer le ballon davantage, elle permet néanmoins de continuer à chauffer l'air jusqu'à 12h10 ainsi qu'entre 14h50 et 15h, avec une température à la sortie des capteurs T1 comprise entre 15 et 25°C . Le gain effectif d'énergie solaire captée par l'air après 8h est de 1,4 kWh, calculé à partir de l'équation (2.13). Cela illustre la **possibilité de préchauffer l'air grâce au solaire lorsque les températures des capteurs sont trop faibles pour chauffer le ballon**, favorisant ainsi l'exploitation de l'énergie solaire et améliorant également le rendement des capteurs car les températures de fonctionnement sont inférieures à celles d'un CESI classique.

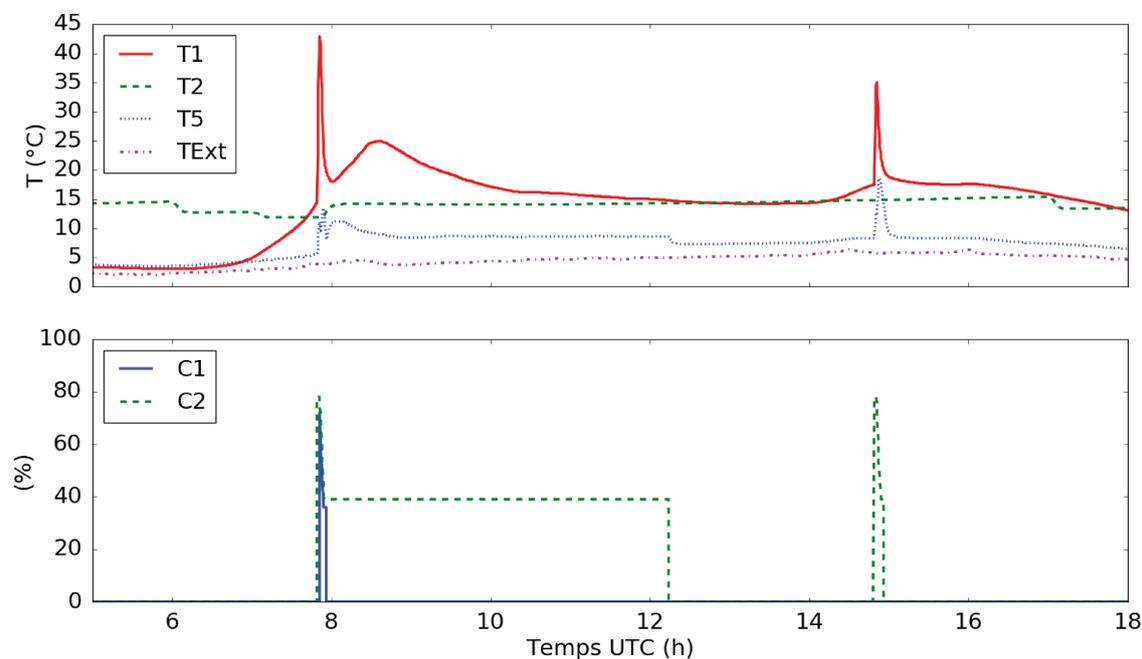


FIGURE 2.14 – Températures mesurées par les sondes de régulation à la sortie des capteurs T1, dans la partie basse du ballon T2 et à la sortie de la batterie chaude côté air T5 (figure 2.7) ainsi que température extérieure TExt sur le graphe supérieur. Signaux envoyés par la régulation aux circulateurs C1 et C2 sur le graphe inférieur le 21 mars 2018.

Les figures 2.15 et 2.16 représentent, en utilisant les courbes vertes en pointillé plus gros, les apports solaires lissés sur 15 minutes dans la batterie eau chaude et le ballon respectivement avec les équations (2.6) et (2.5). Les courbes bleues en pointillé fin représentent, d'une part, le besoin d'ECS (équation (2.11)) et, d'autre part, la puissance que devrait fournir l'appoint de ventilation pour préchauffer l'air à 15°C sans considérer les apports solaires ($Q_{PreAirMin}$) (équation(2.12)). Finalement, les traits pleins rouges représentent l'irradiation globale sur le plan incliné des capteurs I_{gt} . La figure 2.15 montre bien le déphasage entre les besoins ponctuels

d'ECS \dot{Q}_{ECS} (pour le profil de puisage indiqué dans le tableau 2.1) et la disponibilité de la ressource solaire I_{gt} . Le ballon de stockage permet ainsi de gérer l'exploitation du solaire en décalé. Nous observons également, dans la figure 2.16, que la ressource solaire I_{gt} est en général disponible lorsque la puissance nécessaire pour le préchauffage $Q_{PreAirMin}$ est la plus faible. Les apports solaires fournis en direct à l'air sont souvent supérieurs aux besoins, le potentiel solaire étant ainsi utilisé pour diminuer les besoins de chauffage du bâtiment (s'il y a un besoin de chauffage).

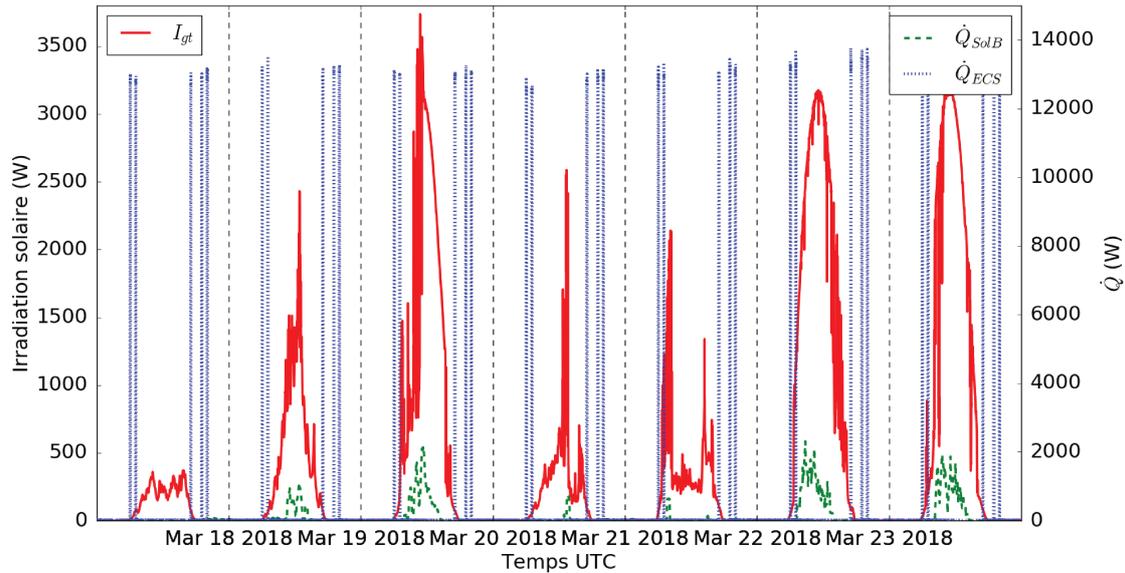


FIGURE 2.15 – Représentation de l'irradiation globale sur la surface des capteurs (I_{gt}) à gauche, de l'énergie solaire fournie au ballon de stockage (\dot{Q}_{SolB}) à droite ainsi que du besoin d'ECS (\dot{Q}_{ECS}) à droite pour la semaine du 17 au 23 mars 2018.

Le besoin minimal de préchauffage d'air à 15°C $Q_{PreAirMin}$ est de 68,8 kWh, ce qui est inférieur à l'énergie totale fournie pour le préchauffage d'air $Q_{PreAirTot}$ montrée dans la figure 2.13 (74,6 kWh). Cependant, le besoin de préchauffage minimal à 15°C (68,8 kWh) reste toujours supérieur à la demande d'ECS (52,6 kWh) tandis que l'apport solaire pour l'ECS (21,1 kWh) reste supérieur à l'apport pour le préchauffage d'air (15,3 kWh) grâce à l'utilisation du stockage. Il existe ainsi une marge importante d'exploitation solaire concernant le préchauffage d'air. L'utilisation du stockage pour le préchauffage de l'air conjointement avec d'autres logiques de contrôle pourrait ainsi participer à l'augmentation de la couverture solaire.

2.3.2 Impact de la température de l'air soufflé sur la température de la zone

Afin d'exploiter au mieux le potentiel du préchauffage solaire de l'air, il peut être intéressant de dépasser les températures typiques de préchauffage de la VMI[®] (12, 15 ou 18°C) lors de périodes bien ensoleillées, notamment si le stockage n'est

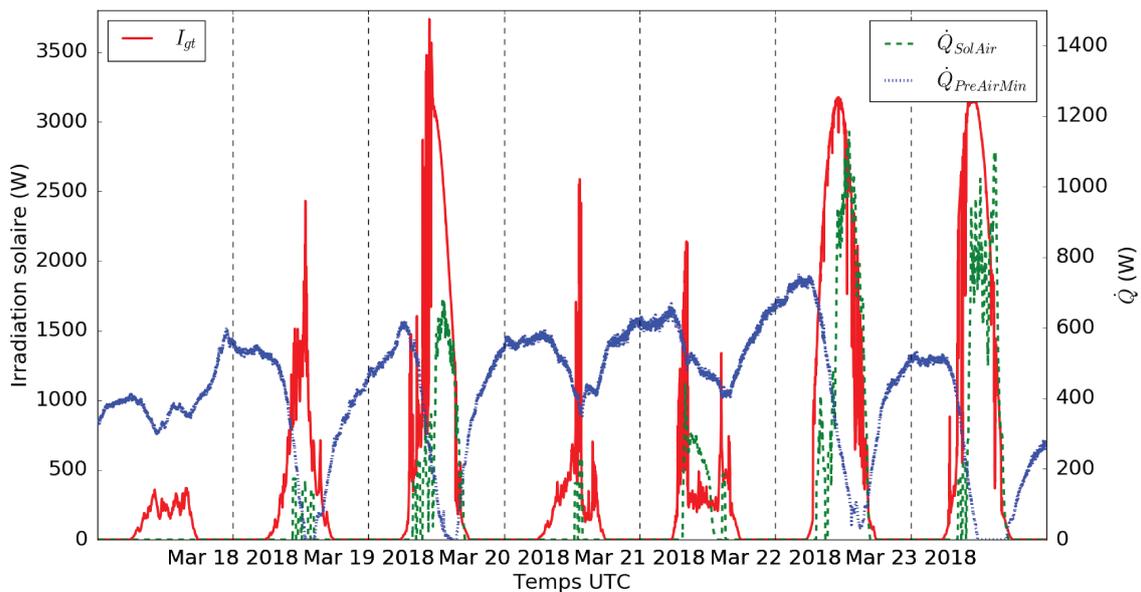


FIGURE 2.16 – Représentation de l’irradiation globale sur la surface des capteurs (I_{gt}) à gauche, de l’énergie solaire fournie par le fluide caloporteur à l’air dans la batterie chaude (\dot{Q}_{SolAir}) à droite ainsi que des besoins de préchauffage d’air à 15°C ($\dot{Q}_{PreAirMin}$) à droite pour la semaine du 17 au 23 mars 2018.

pas utilisé pour le préchauffage d’air, le solaire chauffant l’air seulement en direct. La limite de température de l’air soufflé est de 55°C afin d’éviter la carbonisation des particules de poussière [Feist et al., 2005]. Un air plus chaud va ainsi interagir différemment avec le volume d’air de la pièce, pouvant affecter l’efficacité de la ventilation [Feist et al., 2005, Krajčičk et al., 2012]. Cette problématique est analysée du 5 mai au 20 juin 2018. Bien que cette période n’appartienne pas aux mois de chauffe, nous nous intéressons à l’écart de température entre le soufflage et la pièce. De cette manière, l’analyse réalisée dans ces conditions reste valable toute l’année. L’air traversant le caisson de ventilation et la batterie eau chaude est injecté à l’étage et au rez-de-chaussée. Néanmoins, il existe une perte de température non-négligeable entre la sortie de la batterie chaude et le point soufflage, celle-ci pouvant aller jusqu’à 12°C au RDC comme observé lors de la journée du 17 mai dans la figure 2.17. Cette figure illustre bien les différents écarts de température rencontrés au long de la période d’étude. En effet, l’air doit encore parcourir une quinzaine de mètres dans les combles entre la sortie de la batterie et l’arrivée à l’étage, les gaines étant isolées par 20 mm d’isolant minéral. Cette longueur supplémentaire de gaine est nécessaire pour la mesure du débitmètre mais n’apparaîtrait pas dans une maison habitée. L’ordre de grandeur des pertes thermiques dans les combles est obtenu à partir du calcul théorique des pertes thermiques d’un flux d’air turbulent traversant un cylindre, utilisant l’équation de Colburn pour obtenir le coefficient convectif intérieur et l’équation de Churchill and Chu pour le coefficient convectif extérieur [Incropera et al., 2006]. Un flux d’air de $155\text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ rentrant à 40°C dans

un tube d'une longueur de 15 m avec 20 mm d'isolant ayant une conductivité de $0,04 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ sortirait à $35,5^\circ \text{C}$, soit une perte de température de $4,5^\circ \text{C}$ pour une température ambiante de 30°C . L'écart de température expérimental entre le soufflage au RDC et à l'étage peut atteindre jusqu'à 4°C lors de la période analysée. Le soufflage à l'étage présente moins de pertes thermiques, les gaines de ventilation jusqu'au soufflage à l'étage étant environ 3 m plus courtes que celles du RDC et ne présentant pas d'isolant lorsqu'elles traversent les zones chauffées. Feist et al. [2005] avaient déjà annoncé l'importance des pertes thermiques du réseau de ventilation lorsque l'air est chauffé à des températures significativement plus élevées que la température ambiante. L'épaisseur d'isolant devient ainsi un paramètre très important lors du dimensionnement.

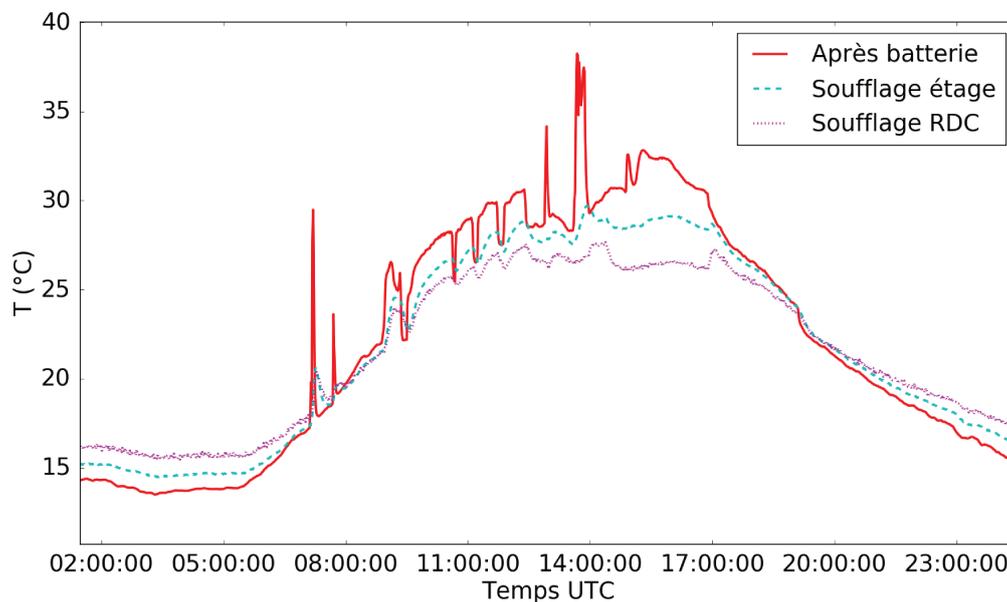


FIGURE 2.17 – Température d'air à la sortie de la batterie eau chaude et température de l'air soufflé au rez-de-chaussée et à l'étage le 17 mai 2018.

Enfin, dans le but d'étudier l'effet de la température d'air soufflé sur l'efficacité de ventilation, deux sondes ont été installées sous la bouche de soufflage afin d'analyser la stratification thermique. Nous considérons que l'efficacité de ventilation n'est pas acceptable si l'air soufflé reste en partie haute de la pièce sans se mélanger avec l'air de la pièce (court-circuit dans la figure 1.4). La figure 2.18 montre la position de ces sondes dans l'axe de soufflage, une à 3 cm de la bouche de soufflage (TS3) et l'autre à 14 cm (TS14), en plus de la sonde de température de la zone (TPB).

Pendant la période d'étude, la VMI[®] module sa vitesse, basculant entre la vitesse 2 (vitesse nominale d'environ $155 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) et la vitesse 1 (environ $50 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) selon l'hygrométrie intérieure et extérieure. Les figures 2.19 et 2.20 montrent la différence entre la température captée par la sonde sous la bouche de soufflage au RDC (TS3 ou TS14) et la température du palier bas (TPB) par rapport à la



(a) Bouche de soufflage au RDC et sondes de température sous la bouche (b) Vue globale du point d'insufflation

FIGURE 2.18 – Point de soufflage au rez-de-chaussée avec la bouche et les différentes sondes de température.

différence de température entre l'air soufflé au RDC (TSRDC) et la température du palier bas (TPB), respectivement pour les vitesses 2 et 1. Le système d'acquisition effectue une mesure par minute et, pendant la période étudiée, les portes connectant le palier bas sont fermées afin de minimiser les interactions avec les pièces adjacentes.

La figure 2.19 montre les différentes tendances pour la vitesse 2 du ventilateur, identifiées avec des lois linéaires caractérisées par la pente et l'écart type selon le tableau 2.3.

Distance T_{Sonde}	TSRDC-TPB	Droite	Pente ($K \cdot K^{-1}$)	Écart type (K)
3 cm	> 0	Cyan largeur moyenne	0,69	$2,5 \cdot 10^{-4}$
14 cm	> 0	Rouge largeur épaisse	0,45	$7,2 \cdot 10^{-4}$
3 cm	< 0	Magenta largeur fine	0,54	$2,8 \cdot 10^{-4}$

TABLE 2.3 – Pentes et écart type des lois de régression linéaires identifiées dans la figure 2.19 en fonction de la distance de la sonde à la bouche (3 ou 14 cm) ainsi que de la différence entre la température de soufflage TSRDC et la température de la pièce TPB (positive ou négative).

Lorsque la température de soufflage est supérieure à la température de la pièce (TSRDC - TPB > 0), les différences de températures étudiées sont proportionnelles, la pente diminuant lorsque la sonde de température s'éloigne de la bouche. Par exemple, si la température de la pièce TPB est de 20°C et la température de soufflage TSRDC est de 30°C (TSRDC-TPB = 10 K), les températures à 3 et 14 cm de la bouche sont respectivement 6,9 et 5,4 K plus élevées que la température de soufflage ($T_{Sonde} = 36,9^\circ\text{C}$ et $35,4^\circ\text{C}$). Ce comportement proportionnel indique que

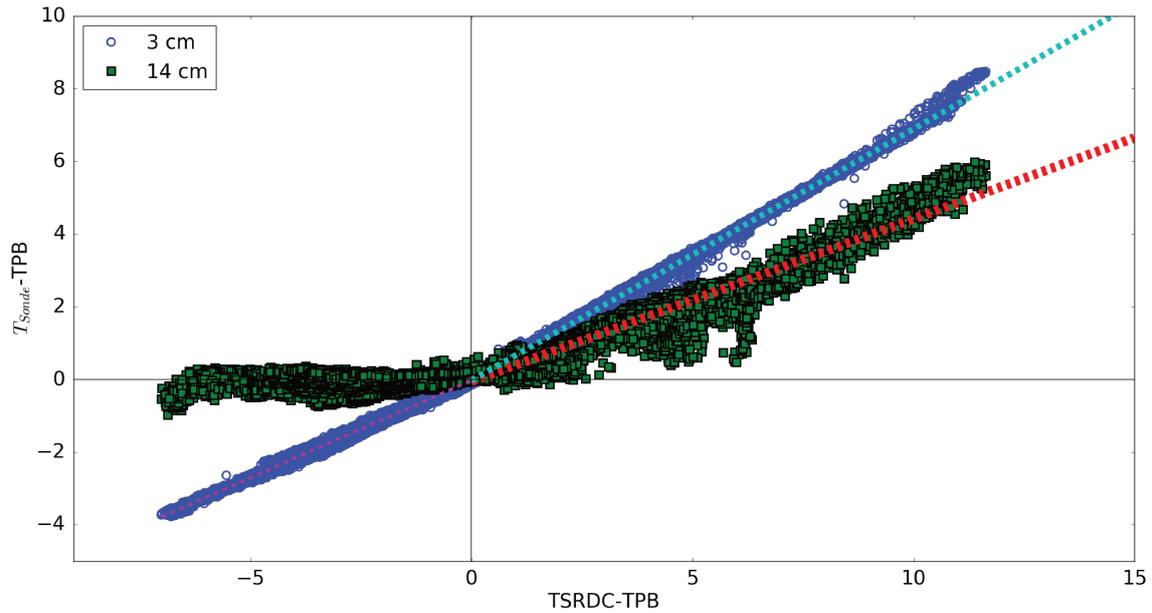


FIGURE 2.19 – Différence entre la température à 3 cm et à 14 cm sous la bouche de soufflage au RDC et la température du palier bas TPB par rapport à la différence entre la température de soufflage TSRDC et la température TPB pour la vitesse 2 du ventilateur (environ $155 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) du 5 mai au 20 juin 2018.

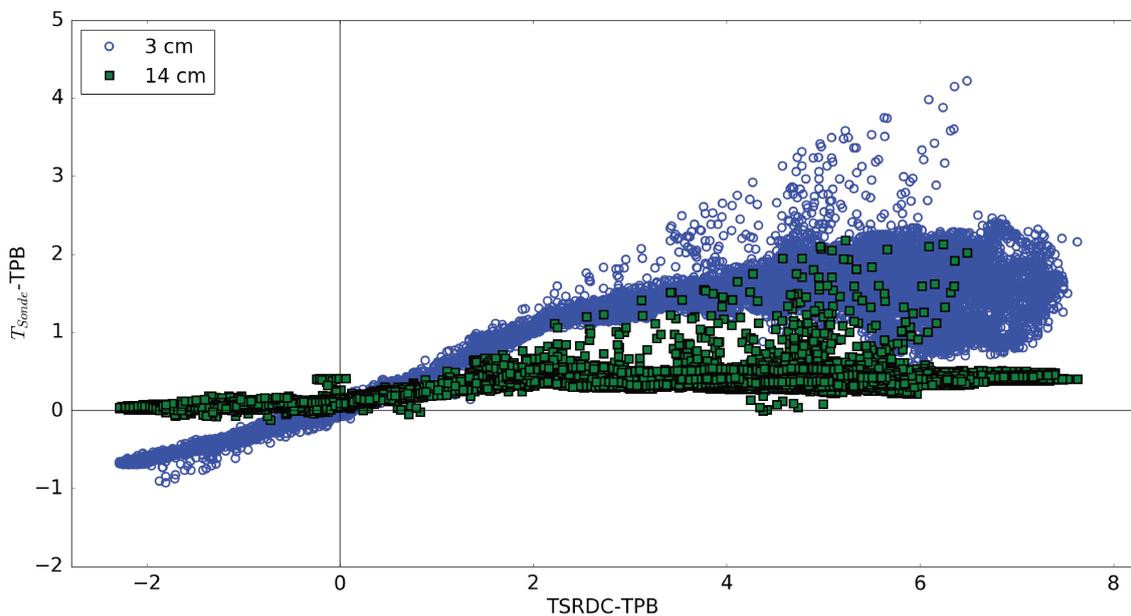


FIGURE 2.20 – Différence entre la température à 3 cm et à 14 cm sous la bouche de soufflage au RDC et la température du palier bas TPB par rapport à la différence entre la température de soufflage TSRDC et la température TPB pour la vitesse 1 du ventilateur (environ $50 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) du 5 mai au 20 juin 2018.

l'air soufflé se mélange avec l'air de la pièce. Lorsque la température de soufflage est inférieure à la température de la pièce ($\text{TSRDC-TPB} < 0$), cette proportionnalité se conserve à 3 cm de la bouche tandis que la température à 14 cm de la bouche est égale à la température de la pièce sans influence de la température de soufflage, l'air étant totalement mélangé à 14 cm de la bouche. Par exemple, pour une température de la pièce TPB de 20°C et une température de soufflage de 15°C ($\text{TSRDC} - \text{TPB} = -5\text{ K}$), la température à 3 cm de la bouche de soufflage est 2,7 K plus froide que la température de la pièce ($T_{\text{Sonde}} = 17,3^\circ\text{C}$) et la température à 14 cm de la bouche de soufflage reste égale à 20°C . Par conséquent, l'air froid soufflé tend à descendre, ayant moins de difficultés à se mélanger avec l'air de la pièce que l'air soufflé chaud.

Pour la vitesse 1 du ventilateur (figure 2.20), les tendances sont moins prononcées que pour la vitesse 2. Cependant, nous pouvons observer que lorsque la température de l'air soufflé est jusqu'à 2°C plus élevée que la température de la pièce, la différence entre la température à 3 cm de la bouche TS3 et celle de la zone TPB est proportionnelle à la différence de température entre le soufflage TSRDC et la zone TPB. Lorsque $\text{TSRDC} - \text{TPB} > 2^\circ\text{C}$, la majorité des points présente une différence entre la température à 3 cm de la bouche et la température de la zone qui ne varie pas avec la température de soufflage, ce qui laisse à penser que l'air soufflé ne se mélange plus avec le volume d'air du palier bas. Les conclusions concernant la température de l'air à 14 cm de la bouche sont similaires à celles de la sonde à 3 cm. L'efficacité de ventilation est ainsi pauvre en utilisant la vitesse 1 du ventilateur lorsque la température de l'air soufflée est au delà de 2°C plus chaude que la température de la pièce, cette condition produisant un court-circuit de la ventilation. Cependant, lorsque la température de l'air soufflé TSRDC est plus froide que la température de la pièce TPB, l'air soufflé se mélange avec l'air de la pièce.

Comme observé dans la figure 2.19, l'écart maximal de température atteint entre le soufflage au RDC et le palier bas est d'environ 12°C . Bien qu'il eut été intéressant d'augmenter encore plus cet écart de température, l'importance des pertes thermiques du réseau de ventilation n'a pas permis le soufflage d'air à des températures significativement plus élevées. Les droites de régression pour la vitesse 2 du ventilateur ont été ainsi extrapolées pour essayer de quantifier l'impact d'un écart plus important entre la température de soufflage au RDC et celle du palier bas. En conséquence, pour un écart de 15°C entre la température de soufflage et celle de la zone, nous trouverions un écart de température d'environ $10,3^\circ\text{C}$ à 3 cm de la bouche par rapport à la pièce TPB et d'environ $6,6^\circ\text{C}$ à 14 cm par rapport à TPB.

Une compétition existe ainsi entre les forces de convection naturelle et forcée lorsqu'un flux d'air chaud est injecté depuis le plafond dans la pièce. Le nombre sans dimension de Richardson (Ri), calculé avec l'équation (2.29), représente le rapport entre la convection naturelle et la convection forcée. Une valeur de Ri autour de 1 indique que les forces de convection naturelle et forcée participent toutes les deux au transfert de chaleur [Saha et al., 2006], soit un phénomène en convection mixte. Pour des valeurs de $Ri \ll 1$, la convection forcée est prépondérante et si Ri

» 1, la convection naturelle est prédominante. Les valeurs critiques de transition entre les deux phénomènes varient dans la littérature. En général, une valeur du Ri inférieure à 0,2 ou supérieure à 10 assure la prédominance respectivement de la convection forcée ou de la convection naturelle [Boiraud, 2012, Saha et al., 2006]. Dans l'équation (2.29), g est l'accélération de la gravité ($9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$), β est le coefficient d'expansion thermique ($1/T_S$, avec T_S en K), T_S est la température de soufflage (TSRDC en K), T_∞ est la température de la pièce (TPB en K), L est la longueur caractéristique (le diamètre de la gaine de 0,125 m) et v_∞ est la vitesse moyenne de soufflage ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$). Étant donné que nous nous intéressons à l'écoulement vertical, la vitesse de l'air soufflé dans cette direction a été mesurée sous le déflecteur de la bouche à l'aide d'un appareil portable multifonction Swema 3000. Ces mesures donnent $0,17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ pour la vitesse 1 de la VMI[®] et $0,80 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ pour la vitesse 2.

$$Ri = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_S - T_\infty) \cdot L}{v_\infty^2} \quad (2.29)$$

La valeur du nombre de Richardson pour la vitesse 1 du ventilateur ($0,17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) avec $(T_s - T_\infty)$ égal à 2°C (changement de tendance dans la figure 2.20) et à $7,5^\circ \text{C}$ (valeur maximale mesurée) est respectivement 0,28 et 1,05 : les forces de convection forcée et naturelle sont équilibrées. Pour des écarts de température supérieurs à $7,5^\circ \text{C}$ entre le soufflage et la pièce, l'effet de la convection naturelle deviendra de plus en plus important. L'air soufflé tendra ainsi à monter et à moins se mélanger avec l'air de la pièce. Pour la vitesse 2 ($0,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$), le nombre de Richardson est compris entre 0,01 et 0,05 pour la une différence de températures $(T_s - T_\infty)$ égal respectivement à 2°C et $7,5^\circ \text{C}$: le phénomène dominant est la convection forcée. Cela laisse à penser que la convection naturelle sera rarement prépondérante sur l'effet convectif pour des différences de température supérieures à $7,5^\circ \text{C}$ avec la vitesse 2 de la VMI[®], obtenant toujours un mélange de l'air soufflé verticalement avec l'air de la pièce.

L'air est également soufflé horizontalement, par l'ouverture de la bouche au-dessus du déflecteur (figure 2.17), avec une vitesse plus importante que celle mesurée sous le déflecteur (environ $1,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ et $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ pour les vitesses 1 et 2 respectivement). Pour ce débit d'air horizontal, les forces convectives sont plus importantes que pour l'écoulement vertical mais la direction ne favorise pas le mélange avec l'air situé en-dessous de la bouche.

2.4 Limitation des risques de surchauffe à l'aide d'un système l'autovidangeable

La section 1.4.1 a introduit le problème des surchauffes des systèmes solaires thermiques. La figure 2.21 présente la température vue par la sonde de contrôle T1 dans la figure 2.7 à la sortie du champ des capteurs. Nous pouvons observer

l'occurrence des surchauffes le premier et le dernier jour du cycle représenté.

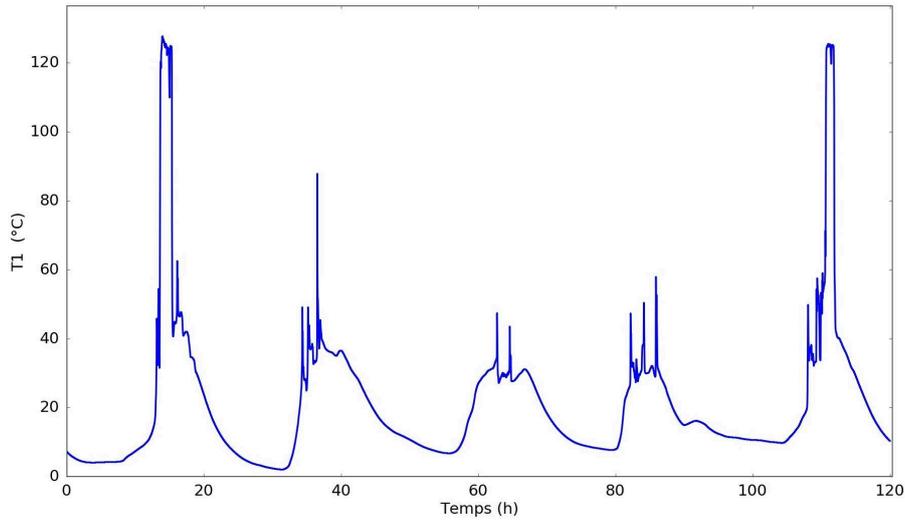


FIGURE 2.21 – Représentation de la température expérimentale à la sortie des capteurs vue par la sonde de régulation T1 dans la figure 2.7 les 5 premiers jours du mois d'avril 2018.

Cette section s'intéresse ainsi à l'utilisation de la technologie autovidangeable comme outil pour gérer ce problème de surchauffes. Bien que les systèmes autovidangeables soient une technologie mature et commercialisée par plusieurs fabricants [Botpaev and Vajen, 2014], il existe un manque d'études théoriques et numériques sur les phases caractéristiques de ce type de systèmes : le remplissage et la vidange. Une connaissance améliorée des systèmes autovidangeables peut ainsi favoriser leur utilisation.

Les travaux expérimentaux, effectués en partenariat avec l'Université de Kassel en Allemagne, ciblent la phase de vidange, critique pour le bon fonctionnement du système. En effet, une vidange incomplète du circuit solaire ne protège pas le système contre les surchauffes ou contre le gel dans le cas où l'eau est utilisée comme fluide caloporteur. En premier lieu, le comportement expérimental est comparé aux équations de la mécanique de fluides. Ensuite, une équation empirique est développée, associant six variables adimensionnelles pour la prédiction du temps de vidange. L'étude complète se trouve en annexe C.

2.4.1 L'approche basée sur les équations de la mécanique de fluides

L'équation transitoire de conservation de la quantité de mouvement (équation 2.30) est appliquée à la phase de vidange des systèmes autovidangeables selon le schéma de la figure 2.22.

$$L \frac{\delta v}{\delta t} + \left(\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + gh \right)_A - \left(\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + gh \right)_B = -L \frac{fv^2}{2d} - \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n k_i v^2 \quad (2.30)$$

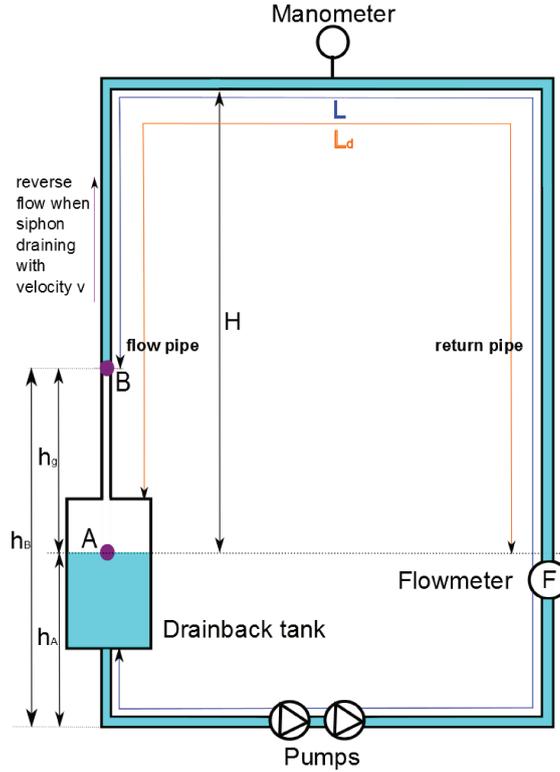


FIGURE 2.22 – Schéma hydraulique simplifié pour l'étude de la phase de vidange d'un système autovidangeable à l'aide de l'équation transitoire de conservation de la quantité de mouvement dans une position aléatoire [Carbajo Jiménez et al., 2018].

L représente la longueur mouillée du circuit solaire, v ($m \cdot s^{-1}$) est la vitesse du fluide lors de la vidange, t (s) est le temps, p (Pa) représente la pression, ρ ($kg \cdot m^{-3}$) la densité du fluide, g ($m \cdot s^{-2}$) est l'accélération de la gravité, h (m) est la hauteur du fluide, f est le coefficient de friction de la tuyauterie, d (m) est le diamètre et k est le coefficient de pertes locales pour la singularité i .

L'intégration de l'équation (2.30) entre les points A et B est comparée aux données expérimentales provenant de l'installation conçue par Botpaev et al. [2014] adaptée au schéma de la figure 2.22. Lors de la vidange, une partie de la colonne d'eau tombe verticalement tandis que le reste se vidange par siphon. Ce phénomène est en partie stochastique donc très difficile à prédire [Botpaev, 2017] et n'est pas considéré dans l'équation 2.30. La figure 2.23 montre ainsi la résolution de l'équation 2.30 en supposant différents volumes d'eau dans la canalisation verticale de départ se vidangeant par siphon (par exemple 66% = 66% du volume contenu dans

la canalisation verticale se vidange par siphon et 34% tombe directement dans le réservoir de stockage). Les courbes théoriques sont également comparées aux résultats expérimentaux en tenant compte des incertitudes de mesure. Le cas où 33% du volume d'eau dans la colonne verticale se vidange par siphon, les 67% restants tombant dans le réservoir, est le plus proche de l'équation 2.30. Cela illustre l'importance des phénomènes stochastiques et les limites de l'équation théorique. Par conséquent, une analyse dimensionnelle est effectuée afin de trouver une équation plus simple décrivant la vidange des systèmes autovidangeables.

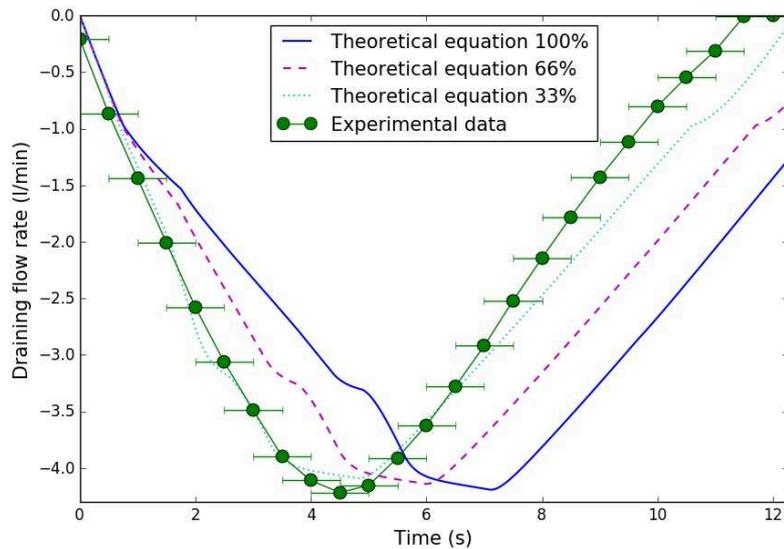


FIGURE 2.23 – Débit de vidange théorique calculé à l'aide de l'équation 2.30 pour différents pourcentages d'eau sur le volume total de la canalisation verticale de départ se vidangeant par siphon et débit de vidange expérimental selon le schéma de la figure 2.22 avec un diamètre de 0,01 m [Carbajo Jiménez et al., 2018].

2.4.2 L'approche dimensionnelle

Une analyse dimensionnelle est effectuée afin de trouver une relation associant les variables ayant le plus d'influence sur le phénomène de vidange par siphon et permettant ainsi de simplifier son étude. Les variables influant sur le débit de vidange (tableau 2.4) ont été initialement identifiées à l'aide de l'équation 2.30 et des expériences. L'effet de la variation de la longueur totale du circuit solaire L_T , du diamètre d , du type de fluide, des pertes singulières et de la longueur de circuit à vidanger L_d sur le débit et le temps de vidange sont étudiés au moyen d'une analyse paramétrique détaillée dans Carbajo Jiménez et al. [2018]. L'étude montre que les variables influant sur les pertes par frottement ou singulières modifient la circulation du fluide lors de la vidange, une augmentation des pertes ralentit la vidange et

2.4. LIMITATION DES RISQUES DE SURCHAUFFE À L'AIDE D'UN SYSTÈME L'AUTOVIDANGEABLE

diminue le débit de vidange maximal atteint. L'équation dimensionnelle empirique est obtenue pour des diamètres de 10 et 16 mm.

Variable	Abréviation	Unité
Longueur totale du circuit	L_T	m
Diamètre des canalisations	d	m
Densité du fluide	ρ	$kg \cdot m^{-3}$
Viscosité dynamique du fluide	μ	$kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$
Hauteur de chute maximale du fluide	H	m
Coefficient de pertes singulières global	K	-
Longueur du circuit à vidanger	L_d	m
Temps de vidange	t_d	s
Accélération de la gravité	g	$m \cdot s^{-2}$

TABLE 2.4 – Variables indépendantes influant sur la phase de vidange par siphon considérées pour l'analyse dimensionnelle.

A partir des neuf variables et de leur dimension présentées dans le tableau 2.4, six variables sans dimension π_i sont obtenues à l'aide de la méthode de Vaschy-Buckingham et présentées dans l'équation 2.31. Enfin, la méthode dimensionnelle [Hughes, 1993] permet de définir une relation entre les variables sans dimension à partir des données théoriques ou expérimentales. Une forme classique pour les équations de la mécanique de fluides ainsi que de transfert de chaleur [Sanchez et al., 2017] est celle utilisée et présentée dans l'équation 2.32.

$$\pi_0 = t_d \sqrt{\frac{g}{H}}; \pi_1 = \frac{L_T}{H}; \pi_2 = \frac{d}{H}; \pi_3 = \frac{\mu}{\rho \sqrt{gH}}; \pi_4 = K; \pi_5 = \frac{L_d}{H}; \quad (2.31)$$

$$\pi_0 = \alpha \cdot \pi_1^a \cdot \pi_2^b \cdot \pi_3^c \cdot \pi_4^d \cdot \pi_5^f; \quad (2.32)$$

L'équation 2.32 est ainsi calibrée empiriquement à partir de 11 points et validée avec 4 points supplémentaires. Le détail des points expérimentaux se trouve également dans Carbajo Jiménez et al. [2018]. Les paramètres α , a , b , c , d et f obtenus empiriquement sont indiqués dans le tableau 2.5. La figure 2.24 présente ainsi le temps de vidange estimé pour chaque point expérimental.

α	a	b	c	d	f
$0,90 \pm 0,50$	$0,45 \pm 0,12$	$-0,33 \pm 0,08$	$0,06 \pm 0,03$	$0,24 \pm 0,02$	$0,75 \pm 0,09$

TABLE 2.5 – Valeur et écart type des paramètres dans l'équation 2.32 calibrés expérimentalement.

La méthodologie est ainsi validée pour la gamme des variables étudié. Cependant, plus de points seraient nécessaires pour obtenir des paramètres robustes car les

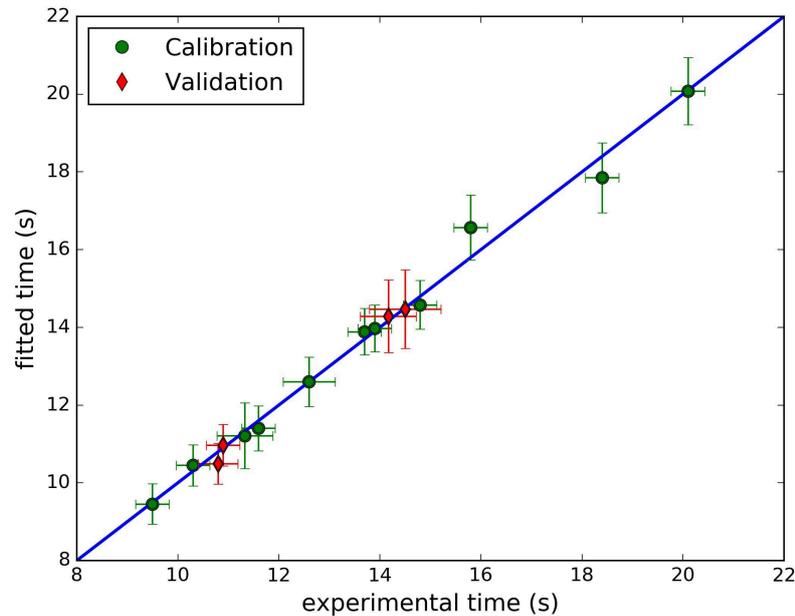


FIGURE 2.24 – Comparaison entre le temps de vidange estimé au moyen de l'équation 2.32 avec les paramètres du tableau 2.5 et le temps obtenu expérimentalement pour les diamètres de 0,01 et 0,016 m [Carbajo Jiménez et al., 2018].

incertitudes associées sont trop élevées (du même ordre de grandeur que la valeur du paramètre). L'obtention du temps/débit de vidange est intéressant pour une modélisation fine des systèmes autovidangeables, pour choisir le pas de temps de simulation approprié, pour définir le temps minimal entre un remplissage et une vidange ainsi que pour l'analyse des effets de la vidange sur la stratification du ballon dans des systèmes directs. Le système solaire thermique fonctionnant à basse température lors du préchauffage de l'air neuf pourrait accroître davantage sa durée de vie en utilisant la technologie autovidangeable. Ce couplage n'a pas été cependant analysé dans cette thèse mais mérite d'être approfondi [Louvet et al., 2018].

2.5 Conclusions

Cette section a permis de décrire et d'analyser l'expérimentation mise en place pour l'étude du couplage d'un CESI à un système de ventilation par insufflation. En premier lieu, l'étude expérimentale a permis d'évaluer le potentiel énergétique du système sur une semaine de mars. Les performances globales semblent prometteuses, avec environ 40% de couverture solaire sur les besoins d'ECS, environ 20% sur les besoins de préchauffage d'air et un rendement des capteurs autour de 50 %. Par la suite, il est intéressant de comparer ces performances avec celles d'un CESI classique et un système de ventilation par insufflation indépendant préchauffant l'air, cela est

analysé dans le chapitre suivant par simulation numérique.

En deuxième lieu, cette étude expérimentale a permis de dégager des leviers potentiels d'amélioration du système. D'une part, l'utilisation du stockage solaire pour le préchauffage d'air et pour la production d'ECS se présente comme une opportunité d'augmenter la couverture solaire totale. Le besoin de préchauffage d'air à 15 ° C sur la semaine d'étude (68,85 kWh) est supérieur au besoin d'ECS (52,55 kWh), tandis que la couverture solaire sur l'air est inférieure à celle sur l'ECS. Dans la configuration étudiée, l'air est seulement chauffé par le solaire en direct, sans utiliser le ballon de stockage. Cela laisse une marge importante pour l'exploitation du préchauffage solaire de l'air grâce à l'utilisation d'un stockage pouvant gérer le décalage entre la demande de préchauffage et la disponibilité de la ressource solaire. D'autre part, la température de soufflage peut augmenter significativement lors de périodes bien ensoleillées, « stockant » de cette manière l'énergie solaire dans le bâtiment et réduisant ainsi les besoins de chauffage du bâtiment (s'il y a un besoin de chauffage).

Ce chapitre a également montré que l'augmentation de la température de l'air soufflé évoquée peut produire une augmentation importante des pertes thermiques au niveau des gaines de ventilation et, en combinaison avec la vitesse de soufflage, peut également influencer l'efficacité de ventilation. L'étude effectuée du 5 mai au 20 juin 2018 sur l'impact de la température de soufflage sur la température de la zone a permis d'évaluer le gradient de température sous la bouche d'insufflation pour deux vitesses différentes du ventilateur. Pour la vitesse 2 de la VMI[®] (environ 155 $m^3 \cdot h^{-1}$), l'effet prédominant lors du soufflage est la convection forcée, permettant le mélange de l'air soufflé avec le volume d'air et favorisant également l'efficacité de ventilation. Le gradient de température sous la bouche devient ainsi plus important lorsque la température de soufflage augmente par rapport à la température de la zone. Par contre, la vitesse 1 de la VMI[®] (environ 50 $m^3 \cdot h^{-1}$) présente une efficacité de ventilation pauvre lorsque la température de soufflage est plus de 2 ° C supérieure à la température de la pièce, les forces convectives forcées et naturelles étant équilibrées lors du soufflage.

Enfin, la technologie autovidangeable a été analysée dans le but de limiter les risques de surchauffe du système solaire étudié. Une étude expérimentale est effectuée, comparant les résultats des expériences sur la phase de vidange des systèmes autovidangeables avec les équations de la mécanique de fluides. Afin de simplifier l'approche, une méthode basée sur l'analyse dimensionnelle est développée permettant de trouver une expression empirique qui prédit le temps de vidange des configurations testées avec un diamètre de 10 et 16 mm. Le temps de vidange peut être intéressant lors de la modélisation des systèmes autovidangeables pour le choix du pas de temps par exemple ou pour améliorer l'algorithme de contrôle. La méthodologie développée peut également être appliquée pour d'autres variables d'intérêt, l'étude permettant de mieux comprendre le fonctionnement des systèmes autovidangeables. Cette technologie n'est pas utilisée dans le reste de l'étude mais il serait

très intéressant de la coupler à l'étude du système solaire développé dans cette thèse, notamment dans le but d'augmenter la durée de vie de l'installation.

Modélisation détaillée d'un système solaire thermique pour la production d'eau chaude sanitaire et le préchauffage d'air

Ce chapitre présente le développement d'un modèle de système solaire thermique pour la production d'eau chaude sanitaire et le préchauffage d'air de ventilation. L'objectif est d'évaluer les performances énergétiques annuelles du système étudié dans un bâtiment. Dans la première partie de ce chapitre, les outils utilisés pour la modélisation sont détaillés. Dans un second temps, les modèles des principaux composants du système sont calibrés expérimentalement à partir des données obtenues grâce à l'installation présentée dans le chapitre 2. Le fonctionnement ainsi que le modèle développé pour l'étude numérique du système innovant sont ensuite présentés. Dans une quatrième partie, le modèle de système réalisé avec le langage Modelica sur Dymola est couplé au modèle de bâtiment développé sur EnergyPlus au moyen d'une co-simulation. Le mécanisme de contrôle proposé est également présenté. La dernière partie de ce chapitre détaille les performances annuelles du système étudié pour le climat de Lyon par rapport à un chauffe-eau solaire classique où le préchauffage d'air est indépendant du système solaire. Enfin, les performances du système innovant sont analysées pour d'autres climats en France ainsi que pour différents paramètres de dimensionnement et de contrôle.

3.1 Les logiciels de simulation numérique utilisés

Une étude approfondie considérant le comportement des systèmes dans le bâtiment doit être effectuée à l'aide d'une simulation dynamique et multiphysique [Wetter et al., 2016]. L'analyse des interactions entre les besoins thermiques de chauffage, d'ECS, de ventilation et de la ressource solaire disponible et stockée nécessite des modèles provenant de différents domaines tels que la thermique, la mécanique des fluides et le contrôle-commande. Une co-simulation entre deux logiciels est utilisée pour modéliser le système étudié, permettant de prendre en compte ce caractère multiphysique et multi-échelle. D'une part, le système ainsi que l'algorithme de contrôle sont modélisés au moyen du langage Modelica dans l'environnement Dymola. D'autre part, le bâtiment est modélisé à l'aide du logiciel EnergyPlus.

3.1.1 Le langage orienté objet basé sur des équations Modelica et son environnement de simulation Dymola

Actuellement, les logiciels de simulation utilisés dans le domaine du bâtiment s'appuient sur des langages de programmation impératifs tels que C/C++, Matlab/Simulink ou Fortran. Dans ce type de logiciels, la modélisation des équations est fortement liée aux méthodes de résolution numérique utilisées [Wetter et al., 2016]. Par contre, le langage « Open Source » Modelica suit une approche déclarative basée sur des équations, permettant une modélisation acausale. Les équations représentent ainsi les relations entre les variables, ne nécessitant pas de définir les entrées et sorties du modèle. L'avantage de l'approche acausale est que la direction du flux des données n'est pas déterminée à l'avance, rendant possible le calcul d'une solution pour différents contextes. De plus, Modelica est un langage de programmation orienté objet, structurant les modèles à l'aide de connecteurs ainsi que des concepts de hiérarchie et d'héritage. Cela permet facilement de réutiliser et d'élargir les modèles existants, favorisant l'utilisation de bibliothèques ainsi que le développement de modèles complexes [Fritzson, 2004]. Plusieurs bibliothèques ont été développées pour la simulation des systèmes CVC (chauffage, ventilation, climatisation) dans le bâtiment telles que AixLib [Müller et al., 2016], Buildings [Wetter et al., 2014], BuildingSystems [Nytsch-Geusen et al., 2013], IDEAS [Baetens et al., 2012] ou BuildSysPro [Plessis et al., 2014]. La bibliothèque Buildings est utilisée dans le cas présent dû au large choix de composants disponibles et adaptés au cas d'étude.

Étant un langage de programmation, Modelica a besoin d'un environnement de simulation qui crée un code exécutable. Pour cette étude, l'environnement commercial Dymola a été choisi, même si d'autres options, disponibles librement mais actuellement moins performantes, existent comme JModelica ou OpenModelica [Frenkel et al., 2011]. Dymola effectue différentes opérations symboliques afin de réduire la taille des systèmes d'équations linéaires et non-linéaires définies par le modèle Modelica. Dymola génère ensuite un code C/C++ et le compile. Quatorze algorithmes

d'intégration sont disponibles pour la résolution des équations. Les algorithmes implicites avec un pas de temps variable, comme le solveur Dassl utilisé dans cette étude, sont particulièrement adaptés aux systèmes énergétiques et de contrôle du bâtiment [Wetter and Haugstetter, 2006]. Le pas de temps variable est intéressant car, d'une part, le contrôle a souvent besoin de pas de temps inférieurs à la minute lors de l'apparition de perturbations dans le système et, d'autre part, un pas de temps plus élevé peut être utilisé pour réduire le temps de calcul lors de périodes de fonctionnement stables.

3.1.2 L'outil de simulation dynamique EnergyPlus

Bien que Modelica soit adapté au développement de nouveaux modèles complexes, un outil validé de simulation dynamique du bâtiment comme EnergyPlus [Crawley et al., 2001] offre un meilleur compromis entre le temps de calcul et le niveau de détail du bâtiment intervenant dans la prédiction du besoin de chauffage. De plus, le choix de ce logiciel est consolidé par la possibilité de le coupler avec Dymola. EnergyPlus, ainsi que d'autres logiciels connus tels que TRNSYS [Klein et al., 1978] ou Comfie [Salomon and Mikolasek, 2005], est basé sur une approche nodale, dite aussi multizone, approximant chaque zone du bâtiment à un nœud caractérisé par des variables homogènes (température, pression...) [Foucquier et al., 2013]. En général, un nœud représente une pièce, une paroi ou l'extérieur du bâtiment, mais il peut aussi représenter un occupant ou un système. Les équations sont ainsi résolues pour chaque nœud. EnergyPlus utilise un pas de temps fixe compris entre 1 minute et 1 heure. Puisque EnergyPlus est uniquement un moteur de calcul, plusieurs interfaces graphiques (GUI en anglais) ont été développées [Kim et al., 2015], les plus connues étant DesignBuilder, OpenStudio ou Simergy.

3.2 Calibration expérimentale des principaux composants

Cette section confronte les données issues de l'expérimentation présentée dans le chapitre 2 aux résultats de modélisation à deux échelles : l'échelle composant et l'échelle système. L'objectif n'est pas de trouver un modèle décrivant parfaitement l'expérimentation mais de guider le choix des principaux paramètres qui permettront d'étudier par simulation la production d'ECS et le préchauffage de l'air de ventilation à l'aide du système solaire hybride.

3.2.1 Définition des paramètres caractéristiques à l'échelle système

La calibration des principaux composants est effectuée à partir des données expérimentales issues de l'installation décrite dans la section 2.1.

La batterie eau chaude

Le modèle *Fluid.HeatExchangers.DryEffectivenessNTU* de la librairie Buildings représente l'échangeur dans la batterie eau chaude introduit dans la section 2.1.3. Le modèle estime la quantité de chaleur échangée à partir de l'efficacité ϵ de l'échangeur suivant l'équation 3.1.

$$Q = Q_{max} \cdot \epsilon \quad (3.1)$$

L'efficacité ϵ peut être calculée en fonction du NUT (nombre d'unités de transfert) de l'échangeur, de la capacité thermique des fluides $C = \dot{m} \cdot c_p$ ($W \cdot K^{-1}$) ainsi que du type d'échangeur (à flux croisés dans le cas présent) [Incropera et al., 2006]. Le NUT peut être calculé à l'aide de l'équation 3.2 au moyen du coefficient global d'échange UA ($W \cdot K^{-1}$) et de la capacité thermique minimale entre les deux fluides C_{min} ($W \cdot K^{-1}$).

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (3.2)$$

Les différents algorithmes de contrôle testés expérimentalement peuvent parfois entraîner une fluctuation importante de la température d'air à la sortie de la batterie chaude. En conséquence, la comparaison mesure-simulation est effectuée du 6 au 12 avril, une période où la température de l'air préchauffé ne présentait pas un comportement très oscillatoire. Afin de se rapprocher du comportement expérimental, la valeur du paramètre caractéristique de la batterie « température d'entrée d'air nominale » est calibrée par rapport aux données expérimentales de température d'air à la sortie de la batterie eau chaude. L'évolution temporelle est représentée dans la figure 3.1. L'écart type entre la température de l'air à la sortie de la batterie expérimentale (TAirOut_Exp) et simulée (TAirOut_Sim) est de 0,68 °C pour la période du 6 au 12 avril 2018, minimisée avec la méthode de Brent. Cet algorithme allie les méthodes de la dichotomie, de la sécante et de l'interpolation quadratique, utilisant la plus adaptée à chaque itération. L'énergie absorbée par l'air dans l'échangeur pendant cette période est de 3,03 kWh expérimentalement et de 3,07 kWh selon Dymola (écart de 1,3 %). Le reste de paramètres utilisés provient des données constructeur. L'ensemble des paramètres est présenté dans le tableau 3.1.

Puissance nominale (W)	1500
Débit d'air nominal ($m^3 \cdot h^{-1}$)	398
T entrée air nominale (°C)	20
Débit d'eau glycolée nominal ($l \cdot h^{-1}$)	66
T entrée eau glycolée nominale (°C)	70

TABLE 3.1 – Paramètres utilisés dans la modélisation de l'échangeur de chaleur dans la batterie eau chaude issus des données constructeur, à l'exception de « T entrée air nominale » qui est calibrée expérimentalement du 6 au 12 avril 2018.

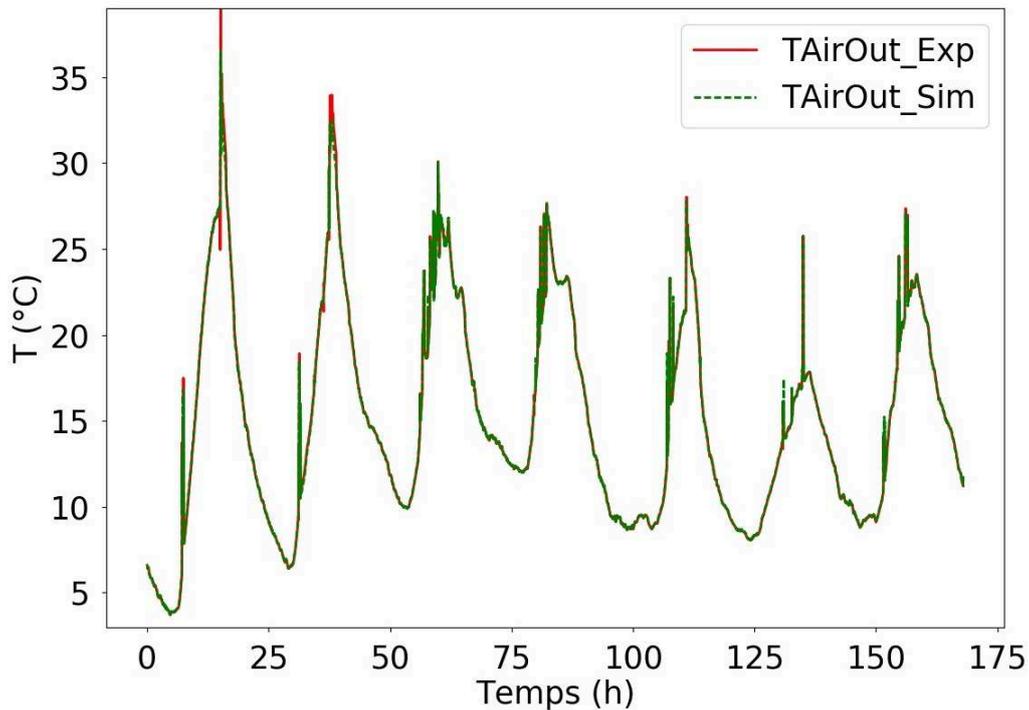


FIGURE 3.1 – Comparaison mesure-simulation de l'évolution temporelle de la température de l'air à la sortie de la batterie eau chaude pour la semaine du 6 au 12 avril 2018.

Le ballon de stockage d'ECS

Le modèle utilisé *Storage.StratifiedEnhancedInternalHex* appartient également à la librairie Buildings et considère un ballon stratifié avec un échangeur immergé connectant le circuit solaire primaire avec le ballon. Le modèle divise le ballon en différents volumes afin de simuler la stratification. Les équations de conduction sont résolues entre chaque volume et entre les volumes et l'ambiance à travers les parois du ballon. Le modèle d'échangeur submergé considère un fluide en mouvement à l'intérieur et un fluide stagnant à l'extérieur. Les paramètres caractérisant l'échangeur dans des conditions nominales (débit nominal, température nominale du fluide externe à l'échangeur, température nominale du fluide à l'intérieur de l'échangeur, rapport nominal entre les coefficients convectifs intérieur et extérieur, caractéristiques géométriques) permettent de calculer les coefficients de convection à l'intérieur et à l'extérieur. L'énergie transmise par convection à l'eau stockée dans le ballon est ainsi calculée.

La comparaison entre la simulation et l'expérimentation est effectuée du 16 au 22 juin 2018. L'eau du ballon a été renouvelée avec de l'eau froide du réseau le 15 juin afin d'avoir une température initiale du ballon homogène et connue pour la simulation. La résistance d'appoint a été déconnectée lors de cette période afin de ne pas perturber l'analyse de l'énergie solaire stockée dans le ballon. Cela a également permis de comparer l'évolution de la température de l'eau chaude à la

sortie du ballon expérimentale (TEC_Exp) et numériquement (TEC_Sim) comme observé sur la figure 3.2 du 16 au 22 juin 2018. La mesure TEC_Exp présente des pics correspondant aux puisages, la température de l'eau en stagnation dans la canalisation étant mesurée en absence de puisage. La température simulée TEC_Sim représente la température de la dernière couche du ballon. La comparaison doit être donc effectuée seulement lors des périodes de puisage.

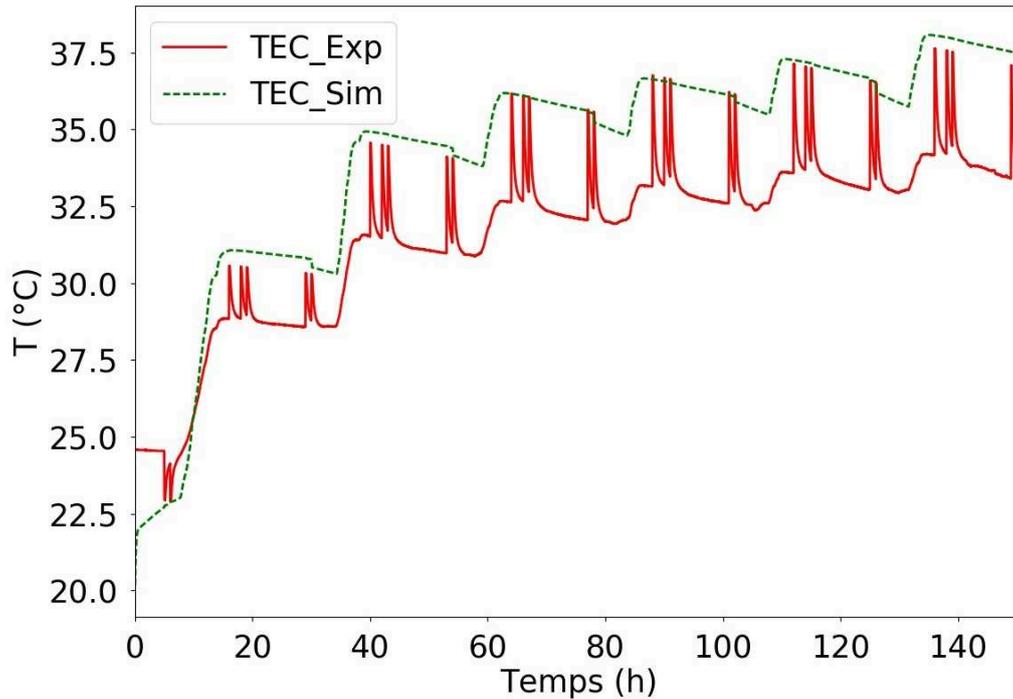


FIGURE 3.2 – Évolution temporelle de la température expérimentale de l'eau chaude à la sortie du ballon (sans appoint) TEC_Exp et température simulée de la couche supérieure du ballon TEC_Sim pour la semaine du 16 au 22 juin 2018.

Le tableau 3.2 présente les paramètres utilisés pour la modélisation du ballon, la plupart a été obtenue à partir des données fabricant. Le nombre de couches, représentant la stratification du ballon, est défini et constitue un compromis entre la finesse du modèle et le temps de calcul. Le paramètre r (rapport nominal entre les coefficients convectifs intérieur et extérieur à l'échangeur submergé) est calibré expérimentalement lors de la période ciblée en minimisant l'écart type de la température expérimentale et simulée de l'eau chaude sortant du ballon au moyen de la méthode de Brent. Cet écart type est de $0,4 \text{ }^\circ\text{C}$ lors des périodes de puisage d'ECS. L'énergie transférée par l'échangeur submergé au ballon est de $25,04 \text{ kWh}$ expérimentalement et $24,14 \text{ kWh}$ par simulation, soit une différence de $3,6 \%$. L'énergie utilisée pour la production d'ECS est de $21,01 \text{ kWh}$ expérimentalement et $21,53 \text{ kWh}$ par simulation, soit une différence de $2,5\%$. La figure 3.3 montre également la température expérimentale (TOutHex_Exp) et numérique (TOutHex_Sim) de l'eau glycolée à la sortie de l'échangeur submergé dans le ballon.

3.2. CALIBRATION EXPÉRIMENTALE DES PRINCIPAUX COMPOSANTS

Volume (L)	400
Hauteur sans isolant (m)	1,56
Épaisseur de l'isolant (m)	0,055
Conductivité de l'isolant ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	0,023
Nombre de couches	20
Position échangeur bas (m)	0,305
Position échangeur haut (m)	0,860
Puissance nominale (W)	53000
Température nominale du ballon ($^{\circ}C$)	10
Température nominale du fluide dans l'échangeur ($^{\circ}C$)	80
Débit nominal dans l'échangeur ($kg \cdot s^{-1}$)	0,37
Rapport des coefficients convectifs intérieur et extérieur à l'échangeur submergé r	0,34

TABLE 3.2 – Paramètres utilisés pour la modélisation du ballon d'ECS, provenant des données constructeur ou définis expérimentalement du 16 au 22 juin 2018.

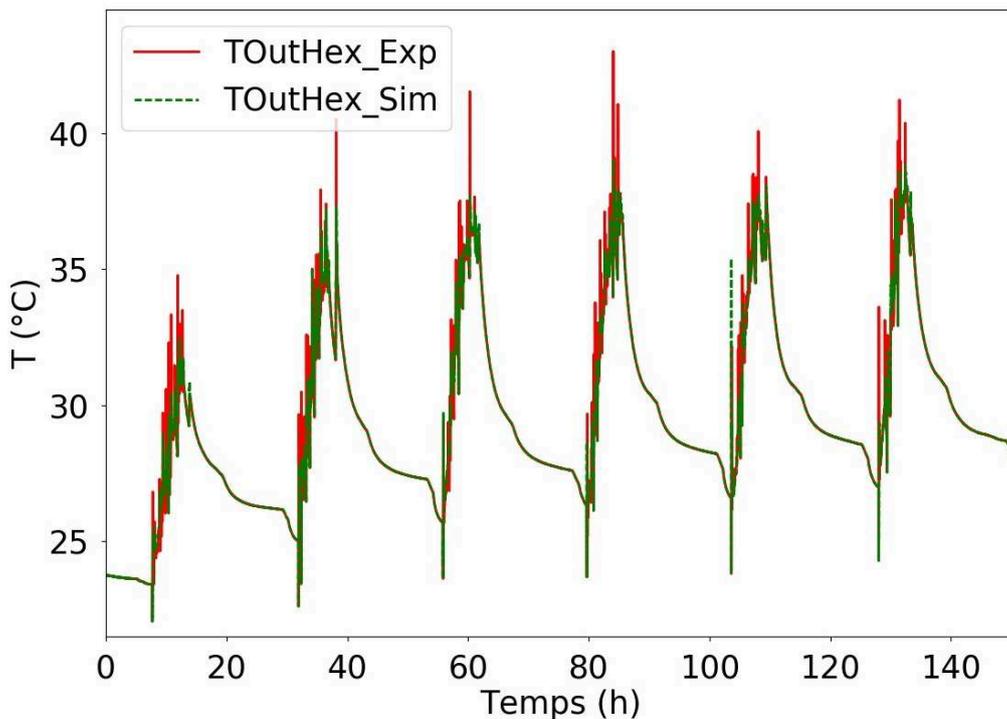


FIGURE 3.3 – Comparaison mesure-simulation de l'évolution temporelle de la température de l'eau glycolée à la sortie de l'échangeur submergé dans le ballon pour la semaine du 16 au 22 juin 2018.

Les capteurs solaires thermiques

Le composant *Fluid.SolarCollectors.EN12975* de la librairie Buildings, modélisant un capteur solaire thermique selon la norme européenne EN 12975 [2006], est utilisé. Le rendement du capteur est ainsi défini selon l'équation 3.3, où T_m est la

température moyenne du fluide caloporteur dans le capteur (K), T_a est la température de l'air ambiant (K) et G est l'irradiation solaire hémisphérique au capteur ($W \cdot m^{-2}$). Les paramètres η_0 , a_1 et a_2 sont des caractéristiques des capteurs, η_0 étant le rendement optique du capteur, a_1 étant le coefficient de perte thermique de premier ordre ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$) et a_2 celui de deuxième ordre ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-2}$). Afin de prendre en compte l'effet de l'angle d'incidence sur les performances optiques du capteur, le coefficient K_θ est utilisé (aussi appelé IAM de « Incidence Angle Modifier » en anglais ou facteur de l'angle incident en français). Ce coefficient peut être divisé en fonction du rayonnement direct G_b ($W \cdot m^2$) et diffus G_d ($W \cdot m^2$), l'équation 3.4 représentant ainsi le rendement du capteur.

$$\eta = K_\theta \cdot \eta_0 - a_1 \cdot \frac{T_m - T_a}{G} - a_2 \cdot \frac{(T_m - T_a)^2}{G} \quad (3.3)$$

$$\eta = \frac{[K_{\theta,b} \cdot G_b + K_{\theta,dif} \cdot G_d] \cdot \eta_0}{G} - a_1 \cdot \frac{T_m - T_a}{G} - a_2 \cdot \frac{(T_m - T_a)^2}{G} \quad (3.4)$$

D'après les normes européenne (EN 12975) et américaine (ASHRAE 93-77), l'IAM de base concernant l'irradiation directe pour un capteur plan est modélisé selon l'équation 3.5 en fonction de l'angle incident θ . Le paramètre b_0 est une constante du capteur pour le calcul du facteur d'angle d'incidence. Enfin, $K_{\theta,dif}$ est supposé une constante du capteur dans la norme européenne EN 12975 [2006].

$$K_{\theta,b}(\theta) = 1 - b_0 \cdot ((1/\cos\theta) - 1) \quad (3.5)$$

Les capteurs installés sur la maison I-BB sont des capteurs à tubes sous vide. Les valeurs des paramètres η_0 , a_1 et a_2 utilisés proviennent de la fiche technique. Par contre, l'IAM d'un capteur sous vide n'est pas symétrique à la direction d'incidence. Par conséquent, une mesure de l'IAM sur plusieurs directions est nécessaire, ce que l'on retrouve dans la fiche technique du capteur. Un b_0 équivalent est ainsi estimé pour approximer les différents IAM avec l'équation 3.5 comme décrit en annexe D.

Une calibration expérimentale du paramètre $K_{\theta,dif}$ est effectuée afin d'obtenir la même énergie captée pour la période analysée expérimentalement (du 17 au 23 mars 2018). La figure 3.4 montre la comparaison entre la puissance solaire transférée à l'eau glycolée dans les capteurs solaires expérimentalement (Puissance_Exp) et par simulation (Puissance_Sim). L'écart type entre ces deux puissances est de 521 W. La calibration est effectuée afin de minimiser la différence quadratique entre la puissance obtenue par simulation et celle expérimentale, en utilisant la méthode de Brent. L'énergie absorbée dans les capteurs est ainsi de 38,3 kWh dans les deux cas.

Les paramètres retenus finalement sont ceux du tableau 3.3.

3.2.2 Comparaison mesure-simulation à l'échelle système

Cette section utilise les modèles présentés antérieurement de batterie eau chaude, ballon de stockage et capteur solaire pour simuler le comportement du système com-

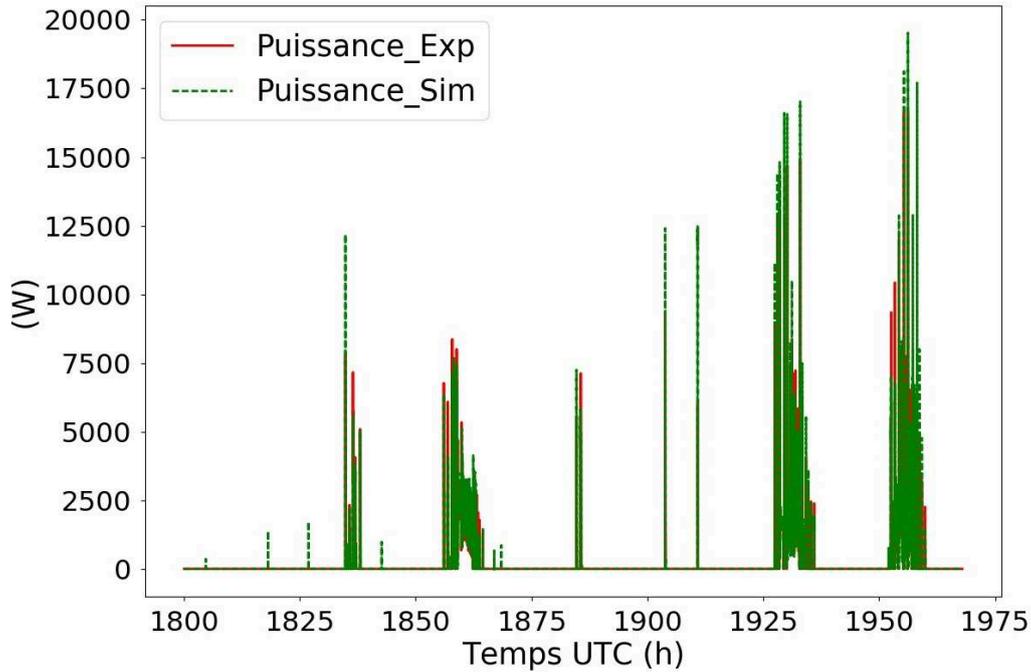


FIGURE 3.4 – Comparaison mesure-simulation de l'évolution temporelle de la puissance absorbée dans les capteurs solaires thermiques installés sur la maison I-BB du 17 au 23 mars 2018.

Paramètres	Valeur
Rendement optique η_0	0,82
Coefficient de pertes a_1 ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	1,62
Coefficient de pertes a_2 ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-2}$)	0,0068
Coefficient pour le calcul du IAM sur l'irradiation directe b_0	0,13
Facteur de l'angle incident (IAM) sur l'irradiation diffuse $K_{\theta,dif}$	0,41

TABLE 3.3 – Paramètres utilisés pour la modélisation sur Modelica du capteur à tubes sous-vide installé sur la maison I-BB.

plet selon la figure 2.2. La vanne thermostatique n'a pas été modélisée, le préchauffage solaire étant arrêté lorsque la température d'air après la batterie dépasse la température maximale pour l'air soufflé. Le contrôle est celui décrit dans la section expérimentale 2.

Pour une irradiation globale incidente I_{gt} légèrement supérieure obtenue numériquement mais comprise dans le rang d'incertitude, l'énergie solaire injectée dans le ballon Q_{SolB} , l'énergie d'appoint fournie au ballon Q_{AppB} et à l'air Q_{AppAir} ainsi que les pertes du ballon $Pertes_B$ et le besoins d'ECS Q_{ECS} sont très proches entre le cas expérimental et le cas numérique pour le système hybride, tenant compte des incertitudes. Par contre, l'énergie solaire transmise à l'air Q_{SolAir} est supérieure par simulation, obtenant une énergie finale fournie à l'air $Q_{PreAirTot}$ supérieure par simulation par rapport au cas expérimental. Cette différence peut provenir de l'utilisation

Cas	I_{gt}	Q_{SolB}	Q_{SolAir}	Q_{AppB}	Q_{AppAir}	$Pertes_B$	Q_{ECS}	$Q_{PreAirTot}$
Expérimental	72,8 $\pm 6,2$	21,1 $\pm 4,1$	15,3 $\pm 2,2$	31,6 $\pm 5,4$	59,3 \pm 17,4	0,4 \pm 3,1	52,6 $\pm 3,1$	74,6 \pm 15,2
Simulation	77,0	20,1	21,9	31,6	62,0	1,2	53,2	83,7
CESI classique	77,0	38,8	0,0	21,8	73,5	2,0	56,6	73,5

TABLE 3.4 – Énergies en kWh échangées pour le CESI préchauffant l’air calculées expérimentalement dans section 2.2.3 avec les incertitudes associées et numériquement ainsi que pour un CESI classique obtenues numériquement, pour la période du 17 au 23 mars 2018.

de la vanne thermostatique expérimentalement.

Lorsque le système hybride est comparé à un CESI classique numériquement, l’énergie d’appoint totale fournie au ballon et à l’air est très similaire dans les deux cas, ne pouvant pas obtenir des conclusions robustes seulement sur une semaine d’étude. Une étude numérique annuelle est effectuée par la suite à l’aide d’un modèle détaillé développé dans le but de faire une étude approfondie du concept.

3.3 Développement d’un modèle détaillé de système préchauffant l’air neuf à l’aide d’un CESI

3.3.1 Fonctionnement du système modélisé

Cette section décrit le modèle développé pour l’étude numérique du système solaire thermique destiné à la production d’eau chaude sanitaire (ECS) ainsi qu’au préchauffage de l’air de ventilation. Son principe de fonctionnement a été étudié expérimentalement dans le chapitre 2. Le concept se présentant prometteur, une étude détaillée par simulation numérique devient ainsi nécessaire afin d’analyser le système pour différentes hypothèses et paramètres de fonctionnement. L’expérimentation a également permis de calibrer les paramètres des modèles des principaux composants. Le schéma de modélisation de la figure 3.5 est légèrement modifié par rapport à l’installation expérimentale de la figure 2.2. L’utilisation du stockage pour le préchauffage d’air est ainsi possible dans la nouvelle configuration modélisée. La position de la résistance d’appoint pour l’air est également modifiée. Elle est placée désormais en aval de la batterie eau chaude afin de mieux exploiter le préchauffage solaire avec des températures d’air à l’entrée de la batterie plus faibles que dans la configuration expérimentale. La vanne thermostatique (VT) utilisée expérimentalement n’est pas modélisée, le préchauffage solaire d’air étant arrêté lorsque la température d’air à la sortie de la batterie eau chaude dépasse sa température maximale.

Les différentes options de distribution de l’énergie solaire captée sont représentées dans la figure 3.6. Le circuit solaire primaire connecte les capteurs à l’échangeur interne du ballon d’ECS à l’aide de la pompe C1, ainsi qu’à la batterie de préchauffage

3.3. DÉVELOPPEMENT D'UN MODÈLE DÉTAILLÉ DE SYSTÈME PRÉCHAUFFANT L'AIR NEUF À L'AIDE D'UN CESI

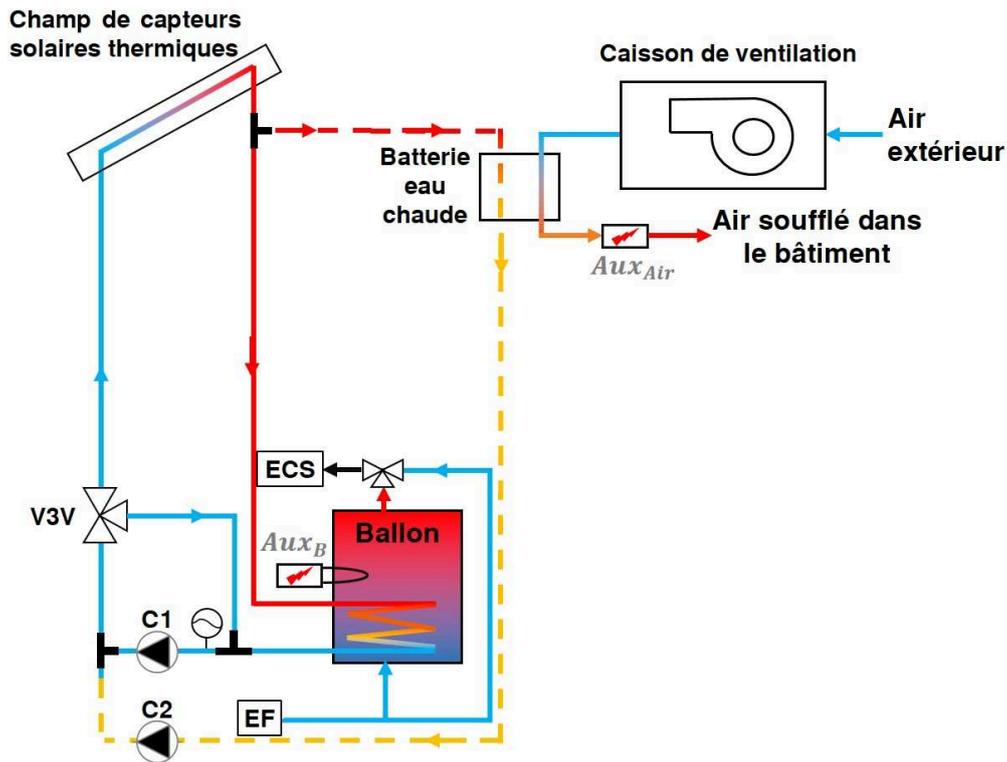


FIGURE 3.5 – Schéma du modèle développé pour l'étude numérique du préchauffage de l'air de ventilation à l'aide d'un CESI.

d'air avec la pompe C2. L'énergie solaire peut être utilisée directement pour chauffer seulement le ballon d'ECS (mode a), pour chauffer seulement l'air insufflé (mode b), pour chauffer en même temps le ballon d'ECS et l'air (mode c) ou indirectement pour chauffer l'air grâce à l'énergie stockée dans le ballon (mode d). L'utilisation d'une vanne 3 voies (V3V) permet d'orienter la circulation du fluide caloporteur vers les capteurs pour les modes a, b et c ou vers le ballon pour le mode d. Un système d'appoint est présent dans le ballon d'ECS (Aux_B). Une énergie auxiliaire doit aussi être fournie pour le préchauffage d'air (Aux_{Air}) en absence d'énergie solaire suffisante pour atteindre la température minimale de soufflage fixée pour procurer suffisamment de confort. Les deux systèmes d'appoint considérés dans cette étude sont des résistances électriques.

3.3.2 Développement du modèle

Comme présenté lors de la section 3.1.1, la modélisation du système et du contrôle est effectuée à l'aide du langage Modelica dans l'environnement de simulation Dymola. Les composants proviennent de la librairie Buildings, de la librairie Modelica ou des travaux de Bois [2017]. La figure 3.7 présente le modèle simplifié développé en Dymola, les principaux composants étant détaillés ci-dessous.

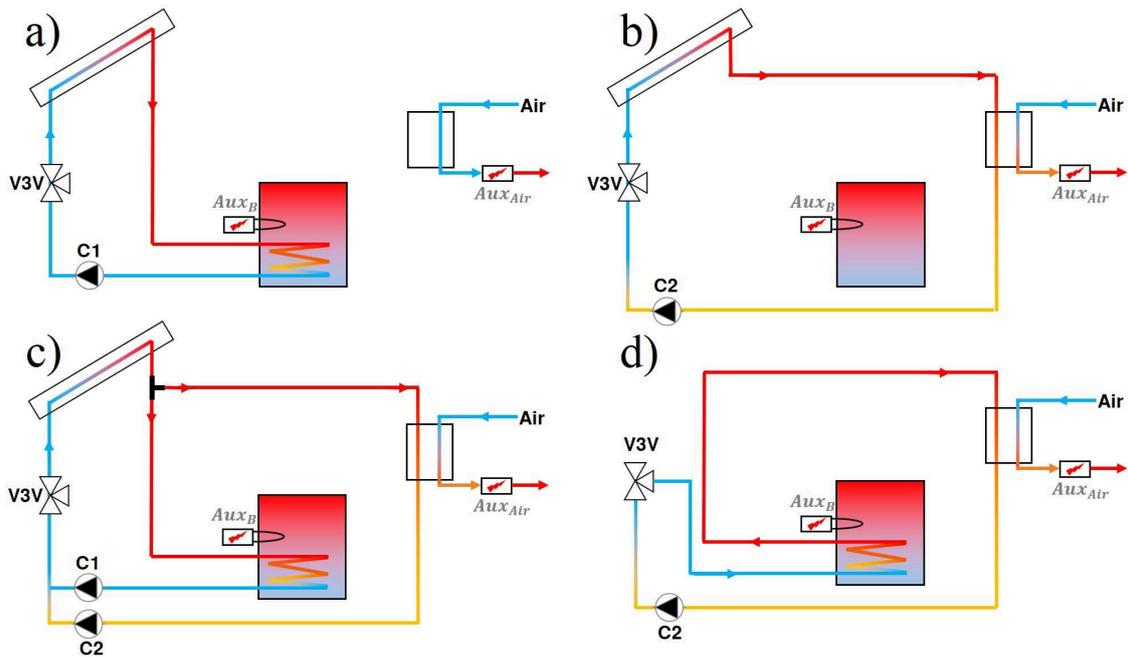


FIGURE 3.6 – Modes de répartition de l'énergie solaire captée : a) charge solaire du ballon de stockage, b) préchauffage solaire direct de l'air, c) modes a) et b) simultanés et d) préchauffage solaire indirect de l'air.

Les capteurs solaires thermiques

Le modèle de capteur sous-vide calibré dans la section 3.2.1 n'est pas utilisé par la suite, les capteurs plans présentant une utilisation plus généralisée. En effet, plus de deux tiers de la capacité de production solaire thermique installée en Europe cumulée en 2016 appartiennent aux capteurs plans vitrés [Weiss and Spürk-Dür, 2018]. Un modèle de capteur plan vitré est ainsi adopté incluant les paramètres génériques définis dans la tâche 32 de l'IEA [Heimrath and Haller, 2007] présentés dans le tableau 3.5.

Paramètres	Valeur
Rendement optique	0,8
Coefficient de pertes a_1 ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	3,5
Coefficient de pertes a_2 ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-2}$)	0,015
Facteur de l'angle incident sur l'irradiation directe b_0	0,18
Facteur de l'angle incident sur l'irradiation diffuse $K_{\theta,dif}$	0,9

TABLE 3.5 – Paramètres caractéristiques du capteur générique défini dans la tâche 32 de l'IEA.

3.3. DÉVELOPPEMENT D'UN MODÈLE DÉTAILLÉ DE SYSTÈME PRÉCHAUFFANT L'AIR NEUF À L'AIDE D'UN CESI

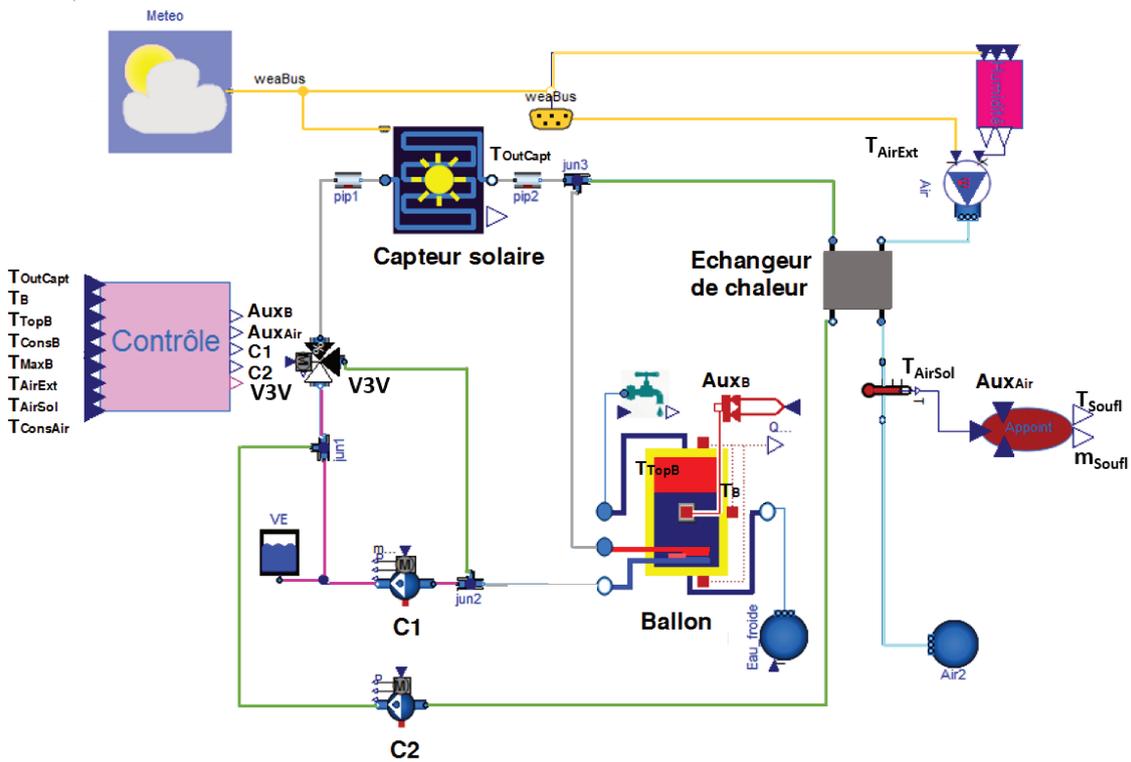


FIGURE 3.7 – Schéma des principaux composants et connexions du système modélisé à l'aide de Modelica (dans l'environnement Dymola)

L'échangeur de chaleur dans la batterie eau chaude

Le modèle d'échangeur de chaleur utilisé est celui calibré dans la section 3.2.1.

Le ballon d'ECS

Le modèle de ballon considéré est celui calibré dans la section 3.2.1.

Les circulateurs

Le composant *Fluid.Movers.FlowControlled_m_flow* de la bibliothèque Buildings est utilisé pour modéliser les circulateurs C1 et C2, le débit massique à pomper étant l'entrée du modèle.

La tuyauterie

Le modèle *Fluid.FixedResistances.Pipe* de la bibliothèque Buildings est utilisé pour représenter les pertes thermiques de la tuyauterie extérieure. La longueur considérée est de 10 mètres avant et 10 mètres après le champ des capteurs.

La vanne trois voies

Le modèle *Fluid.Actuators.Valves.ThreeWayEqualPercentageLinear* de la librairie Buildings représente la vanne trois voies (V3V) qui oriente le circuit solaire vers les capteurs (modes a,b,c de la figure 3.6) ou vers le ballon (mode d dans la figure 3.6).

Le modèle de système développé dans cette section est ensuite couplé au modèle du bâtiment, permettant ainsi d'analyser le besoin de chauffage. L'algorithme de contrôle est également présenté dans la section 3.4.

3.4 Intégration du système à un bâtiment

Le modèle global, schématisé dans la figure 3.8, se compose de trois briques : le système solaire thermique, le bâtiment et l'algorithme de contrôle. Comme présenté précédemment, le système ainsi que l'algorithme de contrôle sont modélisés à l'aide du langage Modelica dans l'environnement de simulation Dymola et les besoins de chauffage du bâtiment sont obtenus au moyen d'EnergyPlus. Les deux modèles communiquent grâce à une co-simulation. Les sous-sections suivantes détaillent l'intégration de la brique système présentée dans la section 3.3 aux briques bâtiment et contrôle.

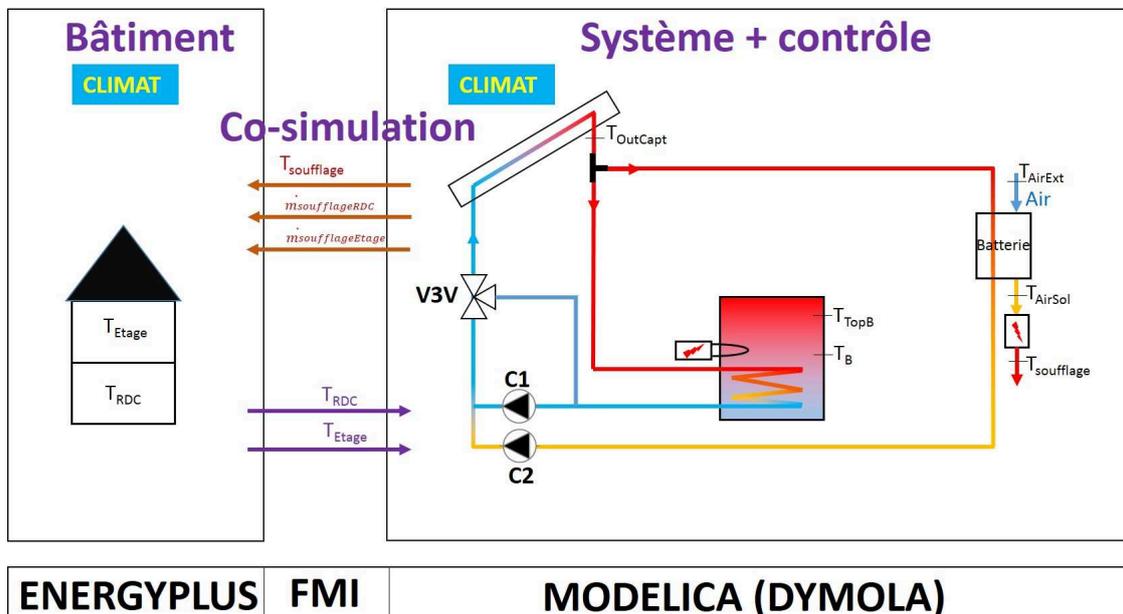


FIGURE 3.8 – Schéma de modélisation du système étudié couplé à un bâtiment grâce à une co-simulation entre Dymola et EnergyPlus.

3.4.1 Description du modèle de bâtiment

Le bâtiment modélisé est la maison I-BB présentée dans la section 2.1.1. Le modèle divise la maison en quatre zones thermiques (vide sanitaire, RDC, étage et combles). La ventilation mécanique insuffle un débit d'air neuf égal à $135 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, dont $73 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ sont soufflés au RDC et $62 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ à l'étage. De plus, un débit de $15 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ est supposé circuler du RDC à l'étage. Ces informations, ainsi que les scénarios des apports internes et d'occupation, proviennent de la thèse de Spitz [2012]. Le détail des scénarios se trouve en annexe A.2. Les échanges thermiques à travers les parois sont calculés à l'aide de fonctions de transfert. L'algorithme TARP, proposé par l'ASHRAE, est utilisé pour le calcul des coefficients de convection intérieur et extérieur [U.S Department of Energy, 2016].

3.4.2 Mise en place d'une co-simulation via une "Functional Mock-up Interface (FMI)"

Le modèle de système présenté dans la section 3.3 et le modèle de bâtiment de la partie 3.4.1 sont couplés à l'aide d'une co-simulation effectuée au moyen d'une « Functional Mockup Interface » (FMI) [Blochwitz et al., 2011]. Pour cela, le modèle du bâtiment est encapsulé sous forme de « Functional Mockup Unit » (FMU) et importé dans le logiciel Dymola. Le solveur DASSL de Dymola suit un pas de temps variable tandis que le pas de temps pour l'échange des données entre logiciels est fixé à 10 minutes, ce qui correspond au pas de temps constant du modèle EnergyPlus. Le modèle du système envoie à celui du bâtiment les informations concernant les débits d'air et la température de soufflage pour chaque zone chauffée. En parallèle, le modèle du bâtiment transmet à celui du système les températures intérieures pour le contrôle du chauffage. Le temps de co-simulation pour une année avec un processeur Intel Core i3-370M de 2,4 GHz et 4 Go de mémoire RAM est de 26 minutes.

3.4.3 Description de l'algorithme de contrôle

Distribution de l'énergie solaire

L'algorithme de contrôle implémenté pour la distribution de l'énergie solaire est schématisé dans la figure 3.9 à l'aide de différentes fonctions expliquées ci-dessous. Tout d'abord, l'orientation de la vanne 3 voies (V3V) est définie afin de récupérer l'énergie solaire absorbée par le champ de capteurs (V3V vers les capteurs) ou de préchauffer l'air grâce à l'énergie stockée dans le ballon (V3V vers le ballon), comme expliqué dans la section 3.3.1. Dans le premier cas, l'algorithme vérifie s'il est possible de stocker l'énergie solaire dans le ballon au moyen du circulateur C1 et/ou d'exploiter l'énergie solaire pour préchauffer l'air en instantané à l'aide du circulateur C2. Dans le deuxième cas, lorsque les capteurs ne peuvent pas absorber d'énergie solaire, l'algorithme regarde s'il est pertinent de préchauffer l'air grâce à

l'énergie stockée dans le ballon en activant le circulateur C2. Les deux circulateurs fonctionnent à vitesse variable, C1 en fonction de la différence de température entre la sortie des capteurs et l'eau du ballon $T_{OutCapt} - T_B$ et C2 en fonction de la différence de température entre la sortie des capteurs et l'air préchauffé au moyen de l'énergie solaire $T_{OutCapt} - T_{Air.Sol}$. Dans le cas où le préchauffage d'air est effectué à l'aide de l'énergie stockée dans le ballon, le circulateur C2 fonctionne toujours à sa vitesse maximale.

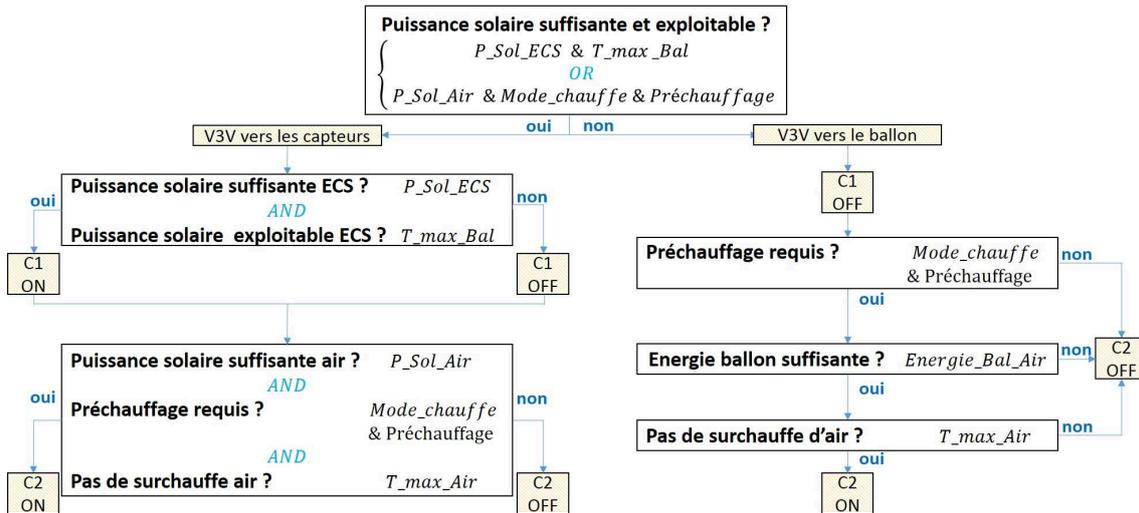


FIGURE 3.9 – Algorithme de contrôle défini par simulation pour la distribution de l'énergie solaire entre l'ECS et le préchauffage d'air.

- P_{Sol_ECS}

Cette condition détermine si la puissance solaire directe provenant des capteurs est suffisante pour chauffer le ballon d'ECS. Pour cela, la différence de température entre la sortie du champ des capteurs $T_{OutCapt}$ et le milieu de la moitié inférieure du ballon T_B doit être supérieure à un seuil $DT1$, considérant une hystérésis de $\pm 3^\circ\text{C}$.

- T_{max_Bal}

Cette condition vérifie que la température en partie haute du ballon T_{TopB} est inférieure à la température maximale du ballon T_{MaxB} , incluant une hystérésis de $\pm 1^\circ\text{C}$.

- P_{Sol_Air}

Cette condition détermine si la puissance solaire directe provenant des capteurs solaires permet le préchauffage de l'air extérieur dans la batterie chaude. Pour cela, la différence entre la température à la sortie des capteurs $T_{OutCapt}$ et la température de l'air extérieur T_{AirExt} doit être supérieure à un seuil $DT2$, considérant une hystérésis de $\pm 2^\circ\text{C}$.

- $Mode_chauffe$

Cette condition détermine s'il existe un besoin de préchauffage d'air. La méthode de calcul des consommations définie par la RT2005 [CSTB, 2006] détermine la fin de

la période de préchauffage d'air neuf lorsque la moyenne glissante de la température extérieure sur 4 semaines dépasse 15°C et le début lorsque la moyenne glissante des besoins de chauffage également sur 4 semaines devient supérieure à $1\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$. La figure 3.10 présente les besoins de chauffage de la maison I-BB calculés par simulation à l'aide d'EnergyPlus, la température extérieure et les moyennes glissantes sur 4 semaines des deux variables. Afin d'appliquer un critère qui permette de définir la période de préchauffage au moyen d'une seule variable, nous avons considéré la moyenne glissante de la température extérieure sur 4 semaines, déterminant la fin la période de chauffe lorsque elle dépasse 15°C et le début lorsqu'elle est inférieure à 12°C , ce qui correspond à un besoin de chauffage supérieur à $1\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ pour le climat de Lyon comme observé sur la figure 3.10. Cette condition reste convenable pour le reste des climats étudiés.

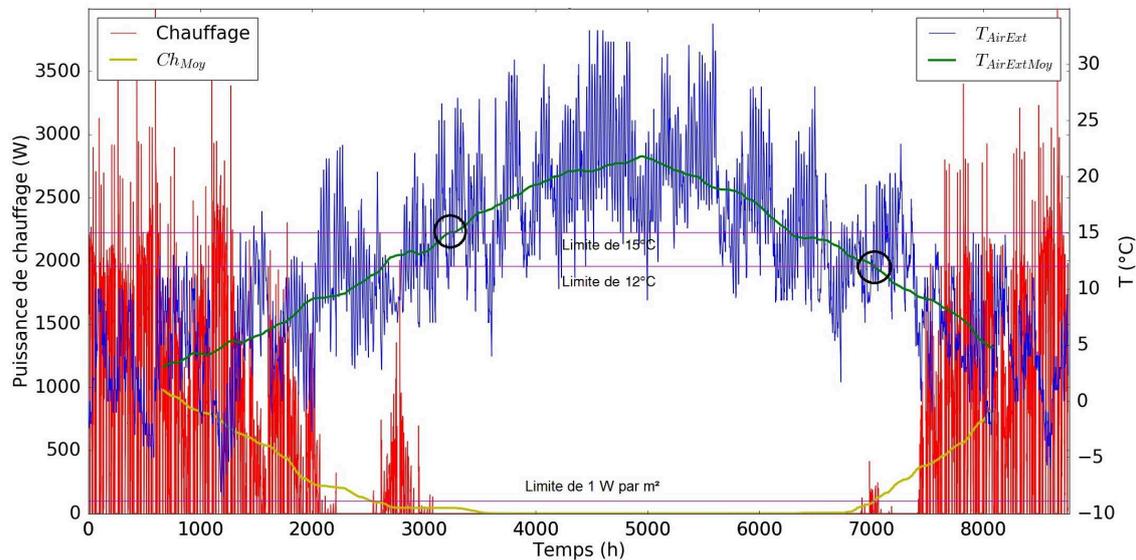


FIGURE 3.10 – A gauche : besoin de chauffage pour la maison I-BB calculé sur EnergyPlus (Chauffage) et moyenne glissante sur 4 semaines du besoin de chauffage (Ch_{Moy}) pour le climat de Lyon pour une année type. A droite : température extérieure à Lyon (T_{AirExt}) et moyenne glissante sur 4 semaines de la température extérieure ($T_{AirExtMoy}$) pour une année type.

- *Préchauffage*

Cette condition vérifie que la température de l'air extérieur T_{AirExt} est en-dessous de la température de consigne de préchauffage d'air $T_{ConsAir}$.

- T_{maxAir}

Cette condition vérifie que la température de l'air chauffé grâce au solaire T_{AirSol} ne dépasse pas une température limite T_{MaxAir} ($^{\circ}\text{C}$), considérant une hystérésis de $\pm 5^{\circ}\text{C}$.

- *Energie_Bal_Air*

Lorsque l'énergie solaire provenant des capteurs n'est pas suffisante pour chauffer le

ballon ou l'air en direct, cette condition vérifie si le ballon a suffisamment d'énergie stockée pour préchauffer l'air. La température du milieu du ballon T_B doit ainsi être à la fois supérieure à une valeur T_{BalAir} et supérieure à la température de l'air extérieur T_{AirExt} , considérant une hystérésis de $\pm 2^\circ\text{C}$ dans le deux cas.

Utilisation de l'énergie d'appoint et de chauffage

Le schéma de contrôle relatif aux systèmes d'appoint et de chauffage du bâtiment est également présenté dans la figure 3.11. Les systèmes d'appoint et de chauffage s'activent lorsque la température de consigne concernée n'est pas atteinte. L'appoint sur l'air ainsi que le chauffage sont seulement utilisés pendant la période de chauffe définie précédemment selon la fonction « *Mode_chauffe* » tandis que l'appoint dans le ballon peut être utilisé toute l'année.

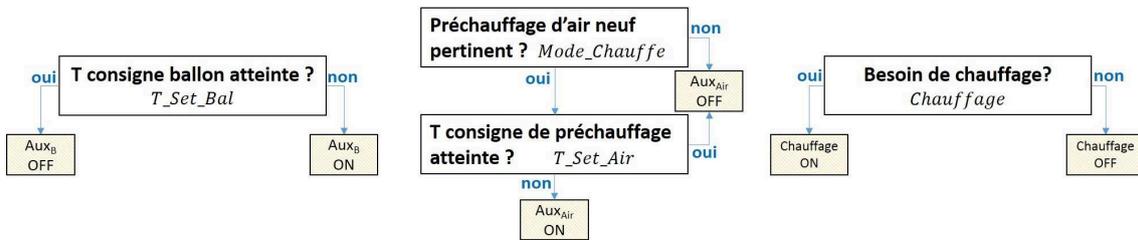


FIGURE 3.11 – Algorithme de contrôle relatif à l'énergie d'appoint et de chauffage défini par simulation.

- T_Set_Bal

Une résistance électrique d'appoint de 5 kW, placée à mi-hauteur du ballon, permet de maintenir la température de consigne T_{ConsB} lorsque l'énergie solaire n'est pas suffisante, la température dans la partie haute du ballon T_{TopB} devant être égale ou supérieure à T_{ConsB} .

- T_Set_Air

Si la température de l'air à la sortie de l'échangeur solaire T_{AirSol} est inférieure à la température de consigne de préchauffage $T_{ConsAir}$, la résistance d'appoint s'active.

- *Chauffage*

Cette fonction tient compte de l'énergie nécessaire pour atteindre la température de consigne des pièces $T_{ConsBati}$ dans le bâtiment.

L'ensemble des fonctions utilisées pour le contrôle est recensé dans le tableau 3.6. Les sondes nécessaires pour le contrôle sont représentées dans la figure 3.8, à exception de T_{Bati} qui fait référence soit à la température au RDC T_{RDC} , soit à la température à l'étage T_{Etage} .

3.5. ÉTUDE DES PERFORMANCES ÉNERGÉTIQUES DU SYSTÈME

Fonction	Expression	Signification
P_Sol_ECS	$T_{OutCapt} - T_B > DT1$	Puissance solaire suffisante pour chauffer l'eau stockée dans le ballon
T_max_Bal	$T_{TopB} < T_{MaxB}$	Température de l'eau du ballon inférieure à la température maximale autorisée
P_Sol_Air	$T_{OutCapt} - T_{AirExt} > DT2$	Puissance solaire suffisante pour préchauffer l'air
Mode_chauffe	$T_{AirExtMoy} > 15^\circ \text{C}$ $T_{AirExtMoy} < 12^\circ \text{C}$	Fin de la période de préchauffage Début de la période de préchauffage
Préchauffage	$T_{AirExt} < T_{ConsAir}$	Température extérieure inférieure à la température de consigne de préchauffage
T_max_Air	$T_{AirSol} < T_{MaxAir}$	Température de préchauffage solaire inférieure à la température maximale d'air autorisée
Energie_Bal_Air	$T_B > T_{BalAir}$ & $T_B > T_{AirExt}$	Énergie du ballon suffisante pour chauffer l'air
T_Set_Bal	$T_{TopB} \geq T_{ConsB}$	Température de consigne du ballon atteinte
T_Set_Air	$T_{AirSol} \geq T_{ConsAir}$	Température de consigne de préchauffage d'air atteinte grâce au solaire
Chauffage	$T_{Bati} < T_{ConsBati}$	Besoin de chauffage existant

TABLE 3.6 – Fonctions utilisées dans l'algorithme de contrôle pour la distribution de l'énergie solaire, l'utilisation de l'énergie d'appoint et de chauffage pour le système étudié couplé à la maison I-BB.

3.5 Étude des performances énergétiques du système

3.5.1 Définition des indicateurs

Le tableau 3.7 recense tous les indicateurs utilisés pour l'étude numérique des performances du CESI préchauffant l'air de ventilation.

Le rendement des capteurs η_{Capt} représente le rapport entre l'énergie solaire absorbée par les capteurs $Q_{SolCapt}$ (kWh) (intégrale temporelle de l'équation (2.4)) et l'irradiation G_{gt} ($kW \cdot m^{-2}$) arrivant sur le plan incliné des capteurs de surface S_{Capt} (m^2) intégrée également dans le temps (h) [Duffie and Beckman, 2013].

La productivité solaire PS représente le rapport entre l'énergie solaire captée $Q_{SolCapt}$ (kWh) et la surface des capteurs S_{Capt} (m^2).

Le rendement du ballon représente le rapport entre l'énergie qu'il fournit et l'énergie totale qu'il reçoit englobant l'énergie solaire Q_{SolB} (kWh) (intégrale temporelle

Indicateur		Expression	Interprétation
Rendement des capteurs	η_{Capt}	$\frac{Q_{SolCapt}}{S_{Capt} \cdot G_{gt}}$	Rapport entre l'énergie solaire transférée aux capteurs et l'énergie solaire incidente sur la surface.
Productivité solaire des capteurs	PS	$\frac{Q_{SolCapt}}{S_{Capt}}$	Énergie solaire captée par unité de surface ($kWh \cdot m^{-2}$)
Rendement du ballon	η_{Bal}	$1 - \frac{Pertes_B}{Q_{SolB} + Q_{AppB}}$	Rapport entre l'énergie fournie par le ballon et l'énergie totale injectée dans le ballon
Pénalité d'inconfort d'ECS	Q_{pECS}	$\Delta t \cdot \dot{m}_{EC} \cdot c_{peau} \cdot [\Delta T_{ECS} + (\Delta T_{ECS} + 1)^{x_{ECS}} - 1]$	Fonction de pénalité en Wh lorsque la température de consigne de l'ECS n'est pas atteinte
Fraction solaire sur l'ECS	F_{ECS}^*	$\frac{Q_{ECS} - (Q_{AppB} - Pertes_{AppB})}{Q_{ECS}}$	Rapport entre l'énergie solaire utile fournie au ballon et l'énergie pour la production d'ECS
Fraction solaire sur l'air	F_{Air}^*	$\frac{Q_{PreAirMin} - Q_{AppAir}}{Q_{PreAirMin}}$	Partie du besoin de préchauffage d'air nécessaire pour faire monter la température extérieur jusqu'à la température de consigne $T_{ConsAir}$ couvert par l'énergie solaire
Fraction solaire du système	F_{Sys}^*	$\frac{Q_{ECS} - (Q_{AppB} - Pertes_{AppB})}{Q_{ECS} + Q_{PreAirMin}} + \frac{Q_{PreAirMin} - Q_{AppAir}}{Q_{ECS} + Q_{PreAirMin}}$	Partie du besoin d'ECS et du besoin de préchauffage d'air couvert par l'énergie solaire
Fraction solaire totale	F_T	$\frac{Q_{ECS} - (Q_{AppB} - Pertes_{AppB})}{Q_{ECS} + Q_{PreAirMin} + Heating_{Ref}} + \frac{Q_{PreAirMin} - Q_{AppAir}}{Q_{ECS} + Q_{PreAirMin} + Heating_{Ref}} + \frac{Heating - Heating_{Ref}}{Q_{ECS} + Q_{PreAirMin} + Heating_{Ref}}$	Partie du besoin d'ECS, du besoin de préchauffage d'air et du besoin de chauffage du bâtiment couvert par l'énergie solaire
Rapport d'énergie primaire	PER	$\frac{Q_{ECS} + Q_{PreAirTot}}{(Q_{AppB} + Q_{AppAir}) \cdot \epsilon_{elec}}$	Rapport entre l'énergie totale fournie par le système et l'énergie primaire d'appoint

TABLE 3.7 – Indicateurs de performance utilisés pour l'étude numérique.

de l'équation (2.6)) et l'énergie d'appoint Q_{AppB} (kWh), sachant que les pertes thermiques du ballon de stockage $Pertes_B$ (kWh) constituent la différence entre ce qui est fourni au ballon et ce que le ballon fournit. L'écart entre l'énergie du ballon au début et à la fin de l'année est considéré négligeable.

Le critère Q_{pECS} (kWh) quantifie l'inconfort de l'occupant lorsque la température de l'ECS est inférieure à sa température de consigne $T_{ConsECS}$ (K). Cet indicateur est défini dans la tâche 32 de l'IEA [Heimrath and Haller, 2007], avec ΔT_{ECS} (K) les degrés manquants pour atteindre la température de consigne de l'ECS (équation (3.6)), Δt (h) la période de temps considérée, \dot{m}_{EC} ($kg \cdot s^{-1}$) le débit d'eau chaude sortant du ballon, c_{peau} ($kJ \cdot kg^{-1}K^{-1}$) la chaleur spécifique de l'eau et x_{ECS} un exposant de pénalité fixé à 4.

$$\Delta T_{ECS} = \max(0, T_{ConsECS} - T_{ECS}) \quad (3.6)$$

La fraction solaire sur l'ECS définie comme F_{ECS}^* diffère de l'expression simplifiée F_{ECS} (équation (2.23)) utilisée dans la section 2.2.3. En effet, l'équation pour F_{ECS} considère que toute l'énergie solaire injectée dans le ballon est utile. Or, le biais en utilisant cette définition serait donner un bon critère à un système perdant toute la chaleur solaire stockée. Pour remédier à cela, la fraction solaire F_{ECS}^* représente l'énergie solaire utile fournie pour couvrir le besoin d'ECS. L'expression qui permet de calculer F_{ECS}^* retranche de l'énergie solaire injectée dans le ballon la partie liée aux pertes ainsi que l'énergie solaire sortant du ballon pour le préchauffage d'air (mode de fonctionnement d dans la figure 3.6). L'énergie solaire utile pour la production d'ECS est définie comme la différence entre l'énergie fournie à l'ECS Q_{ECS} (kWh) (intégrale temporelle de l'équation (2.11)) et l'énergie d'appoint fournie au ballon Q_{AppB} (kWh), à laquelle il faut soustraire la part de l'énergie d'appoint perdue à travers les parois du ballon $Pertes_{AppB}$ (kWh). Ce terme $Pertes_{AppB}$ (kWh) est estimée à travers le rapport entre l'énergie d'appoint injectée au ballon et l'énergie totale (solaire plus appoint) fournie au ballon multipliée par les pertes totales du ballon (équation (3.7)) [Nowag et al., 2012]. L'ADEME [2016b] considère un terme d'énergie solaire utile similaire où les pertes thermiques du ballon associées au système d'appoint sont calculées au moyen du coefficient de déperdition thermique du stockage $0,16 \cdot \sqrt{V_{StApp}}$ ($W \cdot K^{-1}$) défini dans la norme EN 12977-1 [2018], avec V_{StApp} (L) le volume du ballon chauffé par l'appoint.

$$Pertes_{AppB} = Pertes_B \cdot \frac{Q_{AppB}}{Q_{SolB} + Q_{AppB}} \quad (3.7)$$

La fraction solaire sur le préchauffage d'air F_{Air}^* représente le rapport entre l'énergie solaire utile pour le préchauffage d'air et le besoin de préchauffage d'air $Q_{PreAirMin}$ (kWh) (intégrale temporelle de l'équation (2.12)) qui permet à l'air extérieur d'atteindre la température de consigne de préchauffage $T_{ConsAir}$ (K). L'énergie solaire utile pour le préchauffage d'air est obtenue en faisant la différence entre

l'énergie totale utilisée pour le préchauffage d'air $Q_{PreAirTot}$ (kWh) (intégrale temporelle de l'équation (2.14)) et l'énergie d'appoint fournie à l'air Q_{AppAir} (kWh).

La fraction solaire du système F_{Sys}^* représente la part du besoin concernant l'ECS Q_{ECS} (kWh) et le préchauffage d'air $Q_{PreAirMin}$ (kWh) couvert grâce à l'énergie solaire utile.

La fraction solaire totale F_T représente également la part du besoin total couvert par de l'énergie solaire, incluant dans le besoin totale l'ECS Q_{ECS} , le préchauffage d'air $Q_{PreAirMin}$ et le chauffage $Heating$.

Enfin, le facteur d'énergie primaire ou « primary energy ratio » (en anglais PER) représente le rapport entre l'énergie utile fournie (pour l'ECS et pour préchauffage d'air) et l'énergie primaire consommée [Malenkovic, 2012], considérant comme énergie consommée celle provenant des systèmes d'appoint électriques pour le cas d'étude. La définition du PER utilise ainsi un facteur de conversion de l'énergie d'appoint utilisée en énergie primaire. Pour l'électricité, le facteur de conversion considéré en France ϵ_{elec} est de 2,58 [ADEME, 2017].

3.5.2 Hypothèse de modélisation

Les climats étudiés

Sept villes ont été choisies afin de représenter le comportement de la majorité de zones climatiques définies dans la RT2012 [CSTB, 2011] : Bordeaux, Brest, Lyon, Nantes, Marseille, Paris et Strasbourg. Elles sont représentées dans la figure 3.12. Les fichiers de données météorologiques de ces villes proviennent de la base de données des climats disponible dans EnergyPlus.

Le tableau 3.8 présente les informations climatiques caractérisant chaque ville étudiée ainsi que le début et la fin de la période de chauffe obtenus selon la fonction « *Mode_Chauffe* » décrite dans la section 3.4.3.

Le puisage d'ECS

Les puisages d'ECS suivent un profil réaliste développé pour la tâche 26 de l'IEA selon un raisonnement statistique [Jordan and Vajen, 2000]. La consommation moyenne d'ECS à 45 ° C est de 50 L par jour par personne [ADEME, 2011b], soit 200 L par jour correspondant à une consommation d'une famille de 4 personnes. Les débits de puisage d'ECS, représentés dans la figure 3.13, sont calculés pour un pas de temps de 60 minutes afin de rester en cohérence avec le pas de temps de la co-simulation de 10 minutes (les pas de temps des fichiers de puisage disponibles étant de 1, 6 ou 60 minutes).

La température d'eau froide T_{EF} est obtenue à partir de l'algorithme développé par Burch and Christensen [2007] selon la sinusoïde décrite par l'équation 3.8. La température d'eau froide moyenne \bar{T}_{EF} est définie comme la moyenne de la température extérieure \bar{T}_{AirExt} plus un *offset* estimé à 3 ° C. L'amplitude de la sinusoïde



FIGURE 3.12 – Zones climatiques définies dans la RT2012.

$ampl$ est obtenue à partir de l'équation 3.9. La fréquence de la sinusoïde de 360° pour 365 jours (une année) est multipliée par le jour de l'année concerné, déphasé de 15 jours car le minimum de la sinusoïde est supposé le 15 janvier et déphasé également d'une durée $deph$ représentant le décalage entre la température d'eau froide T_{EF} et la température extérieure T_{AirExt} . Ce décalage $deph$ peut être estimé à l'aide de l'équation 3.10. Les valeurs de $offset$, $ampl$ et $deph$ sont calibrées [Solar Energy Lab, 2014] à partir des données expérimentales de Abrams and Shedd [1996] et Parker [2003]. La température moyenne d'eau froide \bar{T}_{EF} , l'amplitude $ampl$ et le déphasage $deph$ pour chaque climat étudié sont indiqués dans le tableau 3.9.

$$T_{EF} = \bar{T}_{EF} + ampl \cdot \sin\left(\frac{360}{365} \cdot (jour - 15 - deph) - 90\right) \quad (3.8)$$

$$ampl = 0,22 + 0,0056 \cdot (\bar{T}_{AirExt} - 6,67) \quad (3.9)$$

$$deph = 1,67 - 0,56 \cdot (\bar{T}_{AirExt} - 6,67) \quad (3.10)$$

	Bordeaux	Brest	Lyon	Nantes	Marseille	Paris	Strasbourg
T min (° C)	-8,2	-4	-8,5	-5,3	-4	-6	-9,6
T max (° C)	34,0	29	33,6	32	34	30	31
T moy (° C)	13,2	11,2	11,9	12,2	14,8	11,1	10,3
IGH ($kWh \cdot m^{-2}$)	1264,6	1085,4	1203,5	1184,1	1545,4	1068,1	1091,1
IBN ($kWh \cdot m^{-2}$)	929,9	661,3	861,5	885,4	1503,8	678,9	721,9
IDH ($kWh \cdot m^{-2}$)	712,0	688,5	666,2	665,1	615,4	668,8	650,4
Début chauffe	fin oct	mi-oct	mi-oct	fin oct	début nov	début oct	début oct
Fin chauffe	mi-mai	fin juin	mi-mai	fin mai	fin avril	fin mai	fin mai

TABLE 3.8 – Température d’air sec minimale, maximale et moyenne, irradiation globale horizontale (IGH), directe normale (IBN) et diffuse horizontale (IDH) du fichier météo type utilisé pour chaque ville étudiée ainsi que la période de préchauffage d’air considérée.

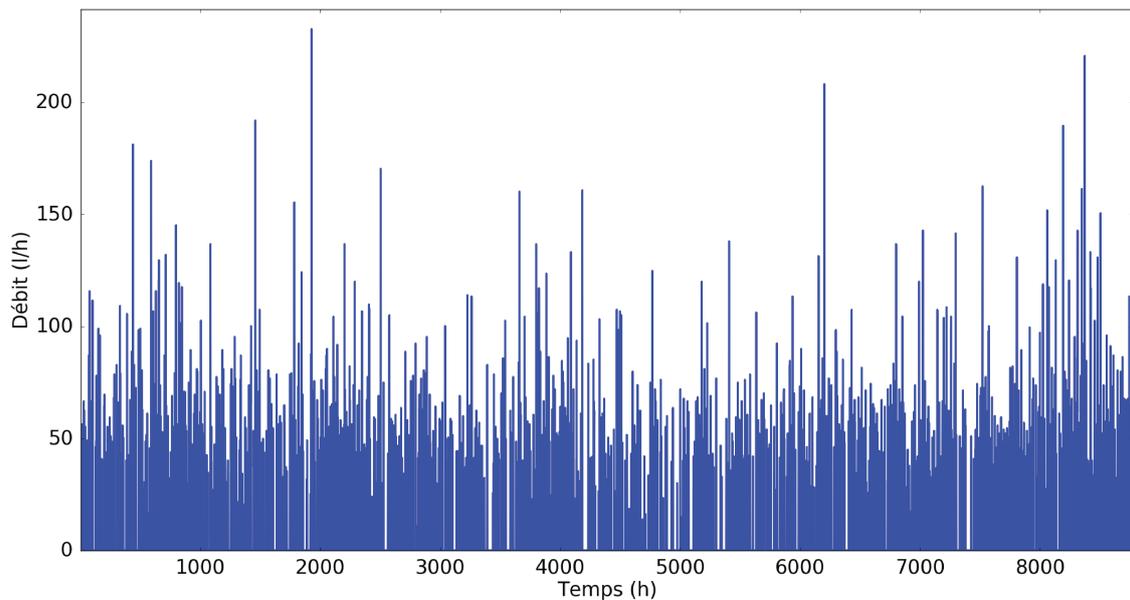


FIGURE 3.13 – Profil de puisage d’ECS à 45 ° C annuel crée statistiquement afin de simuler une consommation réaliste de 200 L par jour en moyenne correspondant à une famille de 4 personnes.

Le dimensionnement de l’installation

Le tableau 3.10 recense les principales variables de dimensionnement du système décrit précédemment. La surface de capteurs de 4 m^2 est adaptée au dimensionnement d’un CESI classique dans toutes les villes étudiées sauf Marseille, pour laquelle cette surface est légèrement surdimensionné. Le volume du ballon de 400 L est va-

3.5. ÉTUDE DES PERFORMANCES ÉNERGÉTIQUES DU SYSTÈME

	Bordeaux	Brest	Lyon	Nantes	Marseille	Paris	Strasbourg
T moyenne (° C)	15,07	12,33	13,05	13,77	17,82	12,20	11,45
Amplitude (° C)	4,06	2,48	4,65	3,64	5,36	3,92	4,12
Déphasage (jours)	27,34	31,26	30,82	29,25	24,20	31,39	33,04

TABLE 3.9 – Température moyenne, amplitude et déphasage caractéristiques du profil sinusoïdal de l'eau froide décrit par l'équation 3.8 pour chaque ville étudiée.

lable pour une occupation de 3 à 6 personnes dans toutes les villes. [ADEME, 2011b]

Paramètres	Valeur
Surface de capteurs (m^2)	4
Inclinaison des capteurs (°)	33
Volume du ballon d'ECS (L)	400
Débit d'air ($m^3 \cdot h^{-1}$)	135

TABLE 3.10 – Paramètres de dimensionnement du système couplé au bâtiment pour l'étude des performances annuelles.

Les variables de contrôle

Le tableau 3.11 présente les variables de contrôle considérées dans la section 3.4.3 pour l'étude des performances annuelles. La température maximale de préchauffage d'air T_{MaxAir} est fixée à 50 ° C pour éviter la carbonisation des particules de poussière contenues dans l'air [Feist et al., 2005]. La température de consigne dans la partie haute du ballon est de 55 ° C afin de limiter le risque de développement des légionelles [JORF, 2005]. La température de consigne en période d'occupation (19 ° C) et d'inoccupation (16 ° C) provient de la RT2012 [CSTB, 2011].

Paramètres	Valeur
Seuil disponibilité puissance solaire pour l'ECS DT1 (° C)	7
Seuil disponibilité puissance solaire pour l'air DT2 (° C)	4
Température maximale du ballon T_{MaxB} (° C)	90
Température maximale de préchauffage solaire de l'air T_{MaxAir} (° C)	50
Température minimale du ballon pour chauffer l'air T_{BalAir} (° C)	30
Température de consigne du ballon T_{ConsB} (° C)	55
Température minimale de préchauffage d'air $T_{ConsAir}$ (° C)	15
Température de consigne du bâtiment $T_{ConsBati}$ (° C)	19 occupation 16 inoccupation

TABLE 3.11 – Paramètres de contrôle du système couplé au bâtiment pour l'étude des performances annuelles.

3.5.3 Calcul des performances pour le climat de Lyon

Cette section présente l'étude énergétique du système étudié comparé au système de référence considéré, un CESI classique produisant seulement de l'ECS et un système de ventilation par insufflation indépendant préchauffant l'air à la température de consigne de 15°C à l'aide d'une résistance électrique. La figure 3.14 présente les indicateurs annuels sélectionnés pour l'étude du système innovant, désigné SYSHEA (SYstème Solaire Hybride Eau-Air), comparé au système de référence. La valeur de tous les indicateurs définis dans la section 3.5.1 ainsi que des énergies échangées se trouve en annexe E. Le tableau E.1 représente les valeurs annuelles des indicateurs et énergies échangées tandis que les tableaux E.2 et E.3 détaillent les énergies échangées mois par mois respectivement pour un CESI classique et pour un CESI préchauffant l'air.

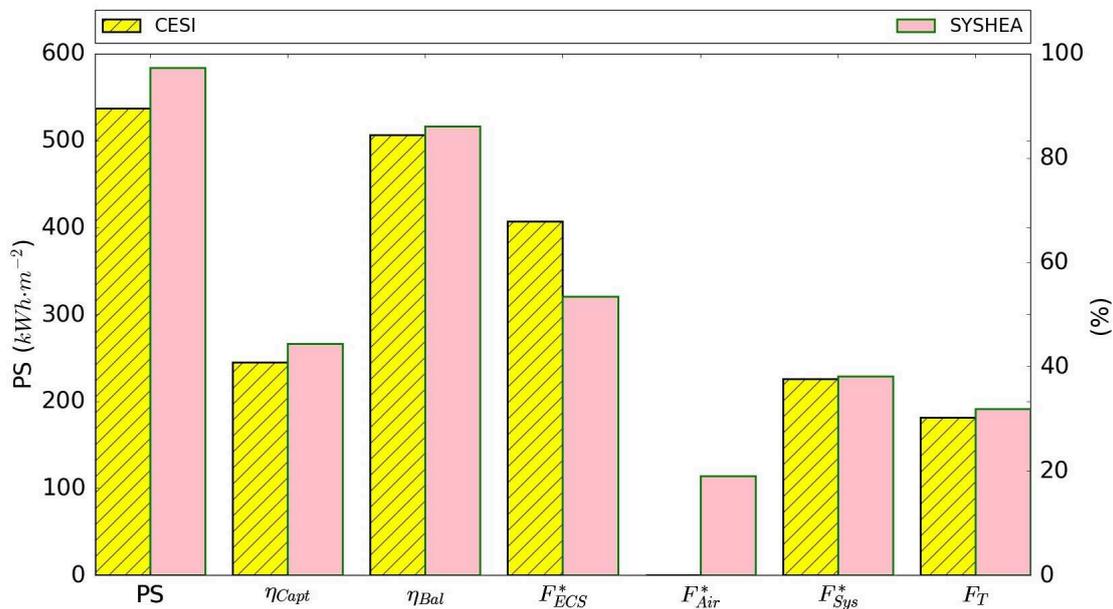


FIGURE 3.14 – Indicateurs de performance annuels obtenus numériquement pour le CESI ainsi que pour le SYSHEA pour la production d'ECS et le préchauffage d'air à 15°C pour le climat de Lyon.

Le rendement des capteurs η_{Capt} augmente de $40,8\%$ avec le système de référence à $44,3\%$ avec le système innovant car une quantité plus importante d'énergie solaire est captée, la productivité solaire PS augmentant d'environ $8,8\%$. Les deux tiers de l'augmentation d'énergie captée ont lieu pendant les mois de mars, avril et mai, le préchauffage solaire de l'air permettant d'exploiter une partie importante de l'énergie solaire disponible qui était perdue avec le CESI classique. Le préchauffage d'air utilisant l'énergie stockée dans le ballon permet de diminuer les pertes du ballon, augmentant légèrement le rendement du ballon de $84,5\%$ à $86,1\%$ avec le système innovant. Par rapport aux fractions solaires, comme moins d'énergie so-

laire est fournie pour l'ECS, l'énergie d'appoint injectée au ballon augmente et la fraction solaire sur l'ECS diminue de 67,8% avec un CESI classique à 53,5% avec le système étudié. Par contre, une partie du besoin de préchauffage d'air est couverte par l'énergie solaire captée, diminuant ainsi la quantité d'énergie d'appoint utilisée pour le préchauffage d'air, la fraction solaire sur l'air augmentant à 18,9%. Pour le SYSHEA, les économies d'énergie d'appoint sur l'air effectuées sont proches du surplus d'énergie d'appoint nécessaire dans le ballon par rapport au CESI, la fraction solaire du système F_{Sys} ne présentant pas de variations significatives entre le système de référence et celui étudié. Les économies d'énergie augmentent lorsque le chauffage est intégré : la fraction solaire globale F_T sur les besoins d'ECS, de préchauffage d'air et de chauffage du bâtiment augmente de 30,3% pour le système de référence à 31,9% pour le système étudié.

Bien que l'énergie solaire exploitée par le SYSHEA soit 12,7% supérieure à l'énergie solaire exploitée par le CESI de référence, cette énergie solaire additionnelle ne permet toujours pas de réduire l'énergie d'appoint. En effet, une partie de l'énergie fournie à l'air est utilisée pour surchauffer le bâtiment lors de périodes où le chauffage n'est pas nécessaire. Une stratégie de contrôle différente est nécessaire pour ces périodes. La figure 3.15 illustre le phénomène de surchauffe au RDC.

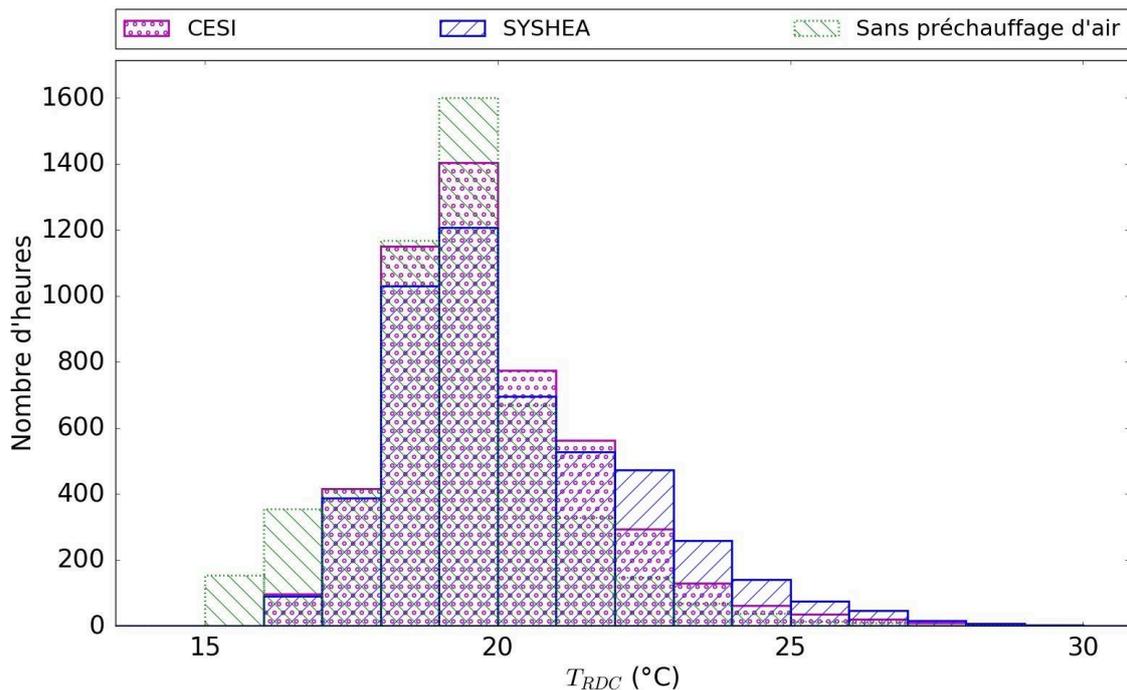
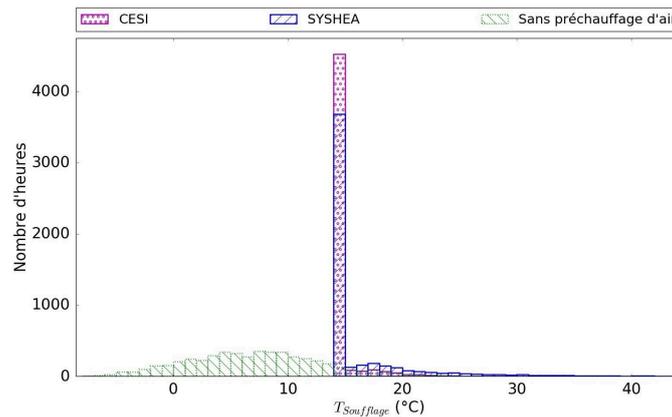


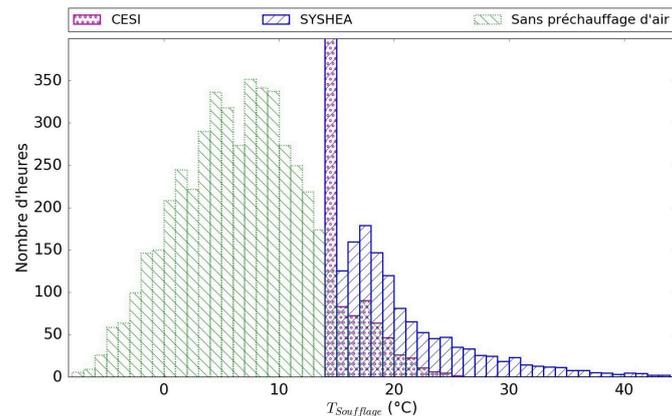
FIGURE 3.15 – Histogramme des températures au RDC de la maison simulée pour le CESI de référence, pour le système étudié SYSHEA ainsi que pour un système sans préchauffage d'air pour le climat de Lyon pendant la période de chauffe.

La température au RDC est au-dessus de 22 ° C environ 990 heures avec le système innovant par rapport aux 550 heures avec le CESI et 275 lorsqu'il n'y a pas de préchauffage d'air, ce qui n'est pas avantageux du point de vue énergétique pour le

SYSHEA (la température de consigne est de $19\text{ }^{\circ}\text{C}$ en occupation et $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ en inoccupation). Ces surchauffes du bâtiment par rapport à la situation de référence (CESI) sont engendrées par une température de soufflage plus élevée avec le système innovant. L'utilisation du SYSHEA présente une température de soufflage supérieure au système de référence pendant 840 heures, les températures de soufflage étant comprises entre 15 et $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ environ les deux tiers du temps. La température maximale d'air soufflé atteinte est de $44\text{ }^{\circ}\text{C}$ avec le SYSHEA.



(a) Période de chauffe complète



(b) Zoom 0-400 heures

FIGURE 3.16 – Histogramme des températures de soufflage obtenues par simulation pour le CESI de référence ainsi que pour le SYSHEA, comparées avec la température extérieure (système sans préchauffage d'air) pour le climat de Lyon pendant la période de chauffe.

La figure 3.17 illustre le bilan d'énergies solaire et d'appoint injectées dans le ballon, dans le flux d'air préchauffé ainsi que dans le bâtiment chauffé. L'énergie solaire utilisée pour chauffer l'air avec le SYSHEA permet de réduire l'énergie d'appoint pour le chauffage d'environ $6,5\%$. Cependant, la consommation totale d'appoint pour l'ECS, le préchauffage d'air et le chauffage diminue seulement d'environ $1,5\%$ avec le SYSHEA. En effet, la quantité de chaleur solaire injectée dans le ballon diminue pour le SYSHEA par rapport au cas du CESI classique. Sur l'ensemble de l'énergie solaire injectée dans le ballon avec le SYSHEA, $5,7\%$ est utilisée pour chauffer l'air

indirectement, le préchauffage solaire de l'air effectué principalement en direct. La figure 3.18 représente l'utilisation de l'énergie solaire stockée dans le ballon pour le préchauffage de l'air.

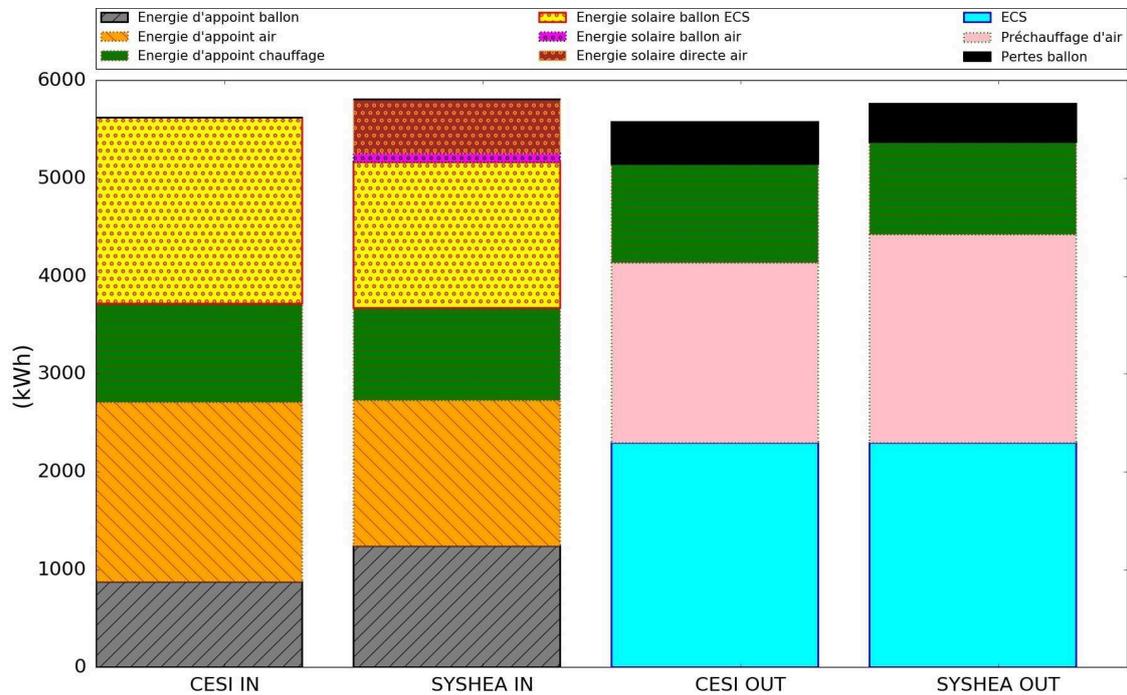


FIGURE 3.17 – Bilan annuel des énergies injectées (IN) dans le ballon, la batterie eau chaude et le bâtiment et énergies obtenues (OUT) pour l'ECS, le préchauffage d'air et le chauffage provenant des simulations numériques pour le CESI de référence découplé du préchauffage d'air ainsi que pour le système étudié (SYSHEA) pour le climat de Lyon.

La vanne 3 voies est orientée vers les capteurs solaires lorsqu'elle indique une valeur de 100%, pouvant chauffer le ballon et/ou l'air à l'aide de l'énergie solaire captée. Le signal du circulateur C1 est modulé par un PID en fonction de $T_{OutCapt} - T_B$ et celui du circulateur C2 est modulé également par un PID en fonction de $T_{OutCapt} - T_{AirSol}$. La V3V s'oriente vers le ballon, permettant de chauffer l'air à l'aide de l'énergie stockée, lorsque la valeur de la V3V indique 0%. Dans ce cas, s'il y a un besoin de préchauffer l'air et si la température du ballon est supérieure à la limite fixée T_{BalAir} (30°C dans l'exemple de la figure 3.18), le circulateur C2 fait circuler le fluide solaire à travers l'échangeur du ballon pour ensuite chauffer l'air dans la batterie eau chaude. Lors des deux jours de mars représentés dans la figure 3.18, l'air est chauffé à l'aide du ballon environ 4 heures chaque nuit.

Cette décharge du ballon en faveur du préchauffage de l'air avec le système étudié n'affecte pas significativement l'inconfort sur l'ECS. La valeur de l'indicateur de pénalité d'ECS Q_{pECS} passe de 0,00 kWh avec le CESI classique à 1,34 kWh avec le SYSHEA. La figure 3.19, représente le nombre de minutes pour lesquelles la température d'ECS est inférieure à la température de consigne de l'ECS $T_{ConsECS}$ fixée à 45°C . Le CESI classique présente environ 60 minutes d'inconfort, avec une

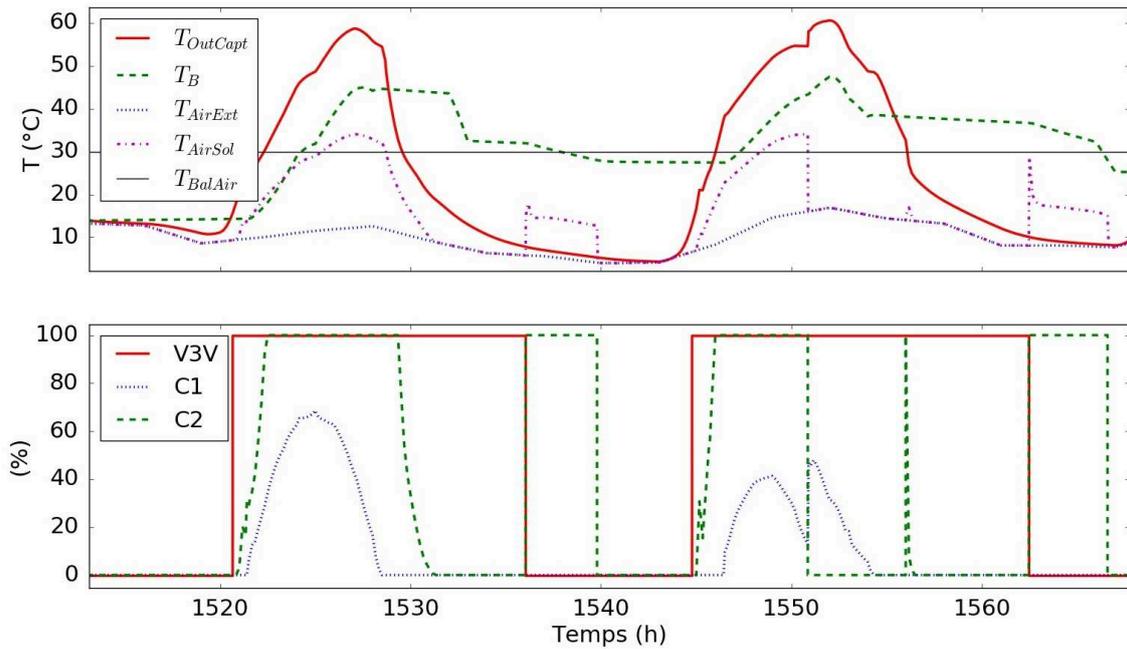


FIGURE 3.18 – Dans la partie supérieure, températures obtenues par simulation à la sortie des capteurs $T_{OutCapt}$, dans la moitié inférieure du ballon T_B , de l'air extérieur T_{AirExt} , à la sortie de la batterie eau chaude T_{AirSol} et température minimale du ballon fixée pour le préchauffage indirect de l'air T_{BalAir} . Dans la partie inférieure, signaux de régulation concernant la vanne 3 voies V3V, le circulateur C1 et le circulateur C2 le 5 et le 6 mars pour le climat de Lyon.

température d'ECS comprise entre 44 et 45 °C pendant 30 minutes et entre 39 et 43 °C le reste du temps. Pour le CESI étudié, le temps d'inconfort est autour de 100 minutes, avec une température d'ECS comprise entre 44 et 45 °C pendant 30 minutes, entre 41 et 44 °C pendant 40 minutes et entre 36 et 39 °C le reste du temps. Dans les deux cas, les situations où la température de consigne $T_{ConsECS}$ ne peut pas être atteinte apparaissent lors d'une journée où le puisage d'ECS est exceptionnellement élevé.

3.5.4 Comparaison des performances pour différents climats

Le système étudié a été simulé pour les différents climats présentés dans la section 3.5.2. Les tableaux E.4 et E.5 indiquent le détail des énergies échangées ainsi que les indicateurs de performance énergétique annuels respectivement pour un CESI classique et pour le SYSHEA pour les différents climats. Le système solaire hybride permet d'améliorer le rendement des capteurs η_{Capt} par rapport à un CESI classique entre 3,4 et 7 % selon le climat, grâce à une augmentation de l'énergie solaire captée comprise entre 7,8 et 15,9%. La productivité solaire PS augmente ainsi entre 12,0 et 22,3 % comme présenté dans la figure 3.20. La ville la plus avantageuse est

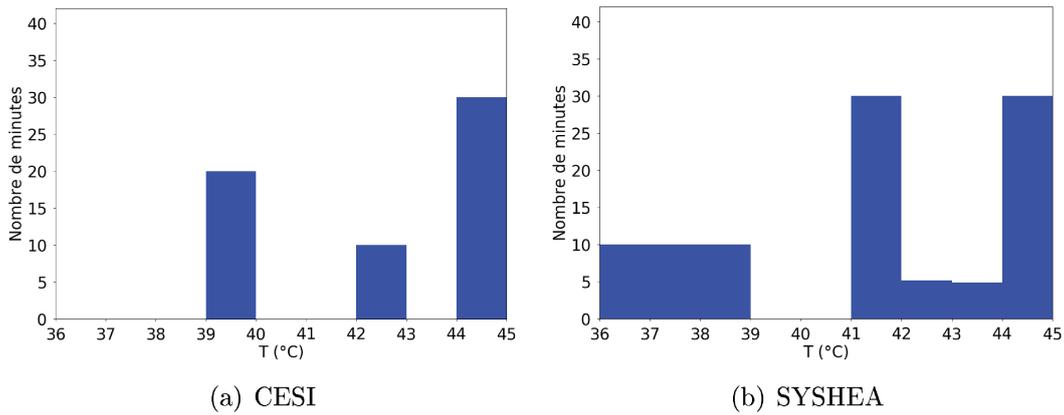


FIGURE 3.19 – Histogramme représentant le nombre de minutes pendant lesquelles la température d'ECS est inférieure à la température de consigne de 45 ° C pour le CESI et le système innovant SYSHEA respectivement à gauche et à droite.

Brest car elle présente une période de préchauffage d'air plus longue que les autres villes (tableau 3.8). Les pertes du ballon $Pertes_B$ sont inférieures pour le CESI préchauffant l'air dans tous les climats, ce qui fait augmenter entre 1,5 et 2,5% le rendement du ballon η_{Bal} . L'énergie consommée pour le chauffage du bâtiment est réduite de 5,2% à 95,2%, respectivement à Strasbourg et à Marseille. Cependant, pour les cas de Marseille et de Bordeaux, les villes les plus chaudes, la somme de l'énergie totale utilisée pour la production d'ECS, pour le préchauffage d'air et pour le chauffage est supérieure avec le SYSHEA comme observé dans la figure 3.21. Les tableaux E.4 et E.5 montrent une énergie procurée à l'air ($Q_{PreAirTot}$) excessive à Marseille par rapport à l'énergie de chauffage consommée, ne permettant pas de faire des économies d'énergie dans ce climat chaud. Un contrôle différent diminuant la surchauffe de l'air pourrait améliorer ce résultat. Strasbourg est le climat présentant le plus d'économies d'énergie au total en utilisant le système innovant, diminuant la consommation totale d'énergie d'environ 2,3%. En effet, les surchauffes d'air lorsqu'il n'y a pas de besoin de chauffage sont moins récurrentes pour le climat froid de Strasbourg, augmentant ainsi les économies d'énergie totale consommée.

Il est à noter que la maison est dimensionnée pour le climat de Lyon. L'augmentation de l'isolation pour un climat plus froid, ou vice versa pour un climat plus chaud, pourrait modifier les résultats incluant le chauffage.

Le tableau 3.12 présente le pourcentage de temps sur l'année pendant lequel la pompe permet de charger le ballon du CESI classique. Le tableau 3.13 indique également l'utilisation de chaque mode de fonctionnement dans la figure 3.6 en pourcentage de temps sur l'année. Nous observons que le système étudié permet d'augmenter le temps d'utilisation du système solaire de 29% en moyenne pour les différents climats étudiés par rapport au CESI. Concernant les différents modes de fonctionnement du système hybride, la charge solaire du ballon (mode a) représente autour de 40% du temps d'utilisation du système solaire, sauf pour Brest où

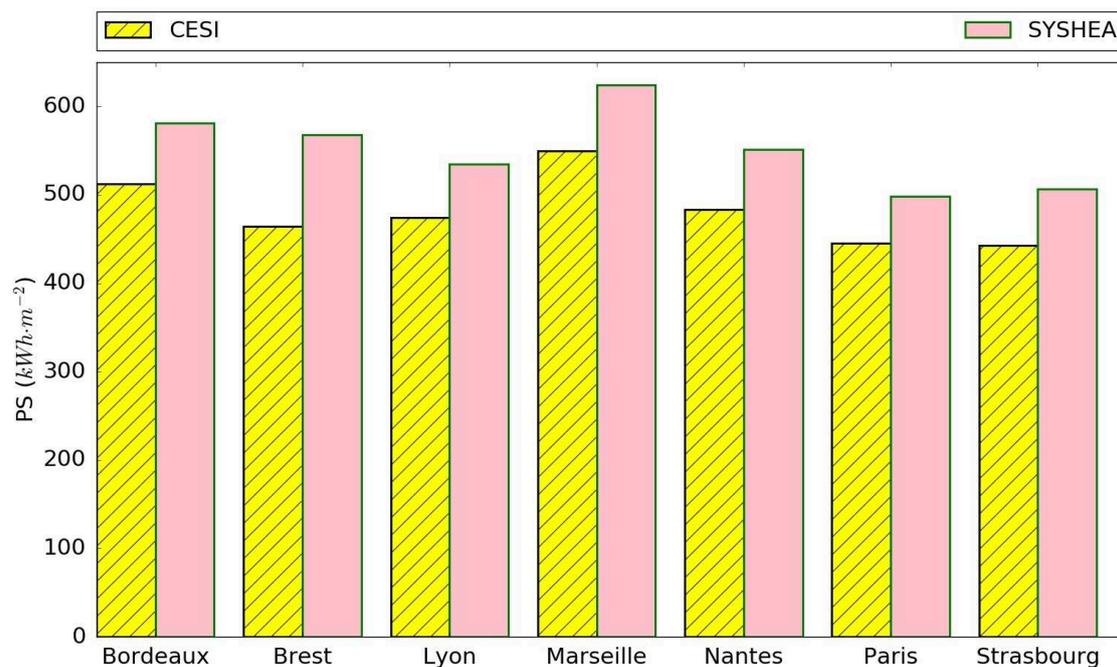


FIGURE 3.20 – Productivité solaire annuelle des capteurs pour le CESI de référence et le SYSHEA pour différents climats.

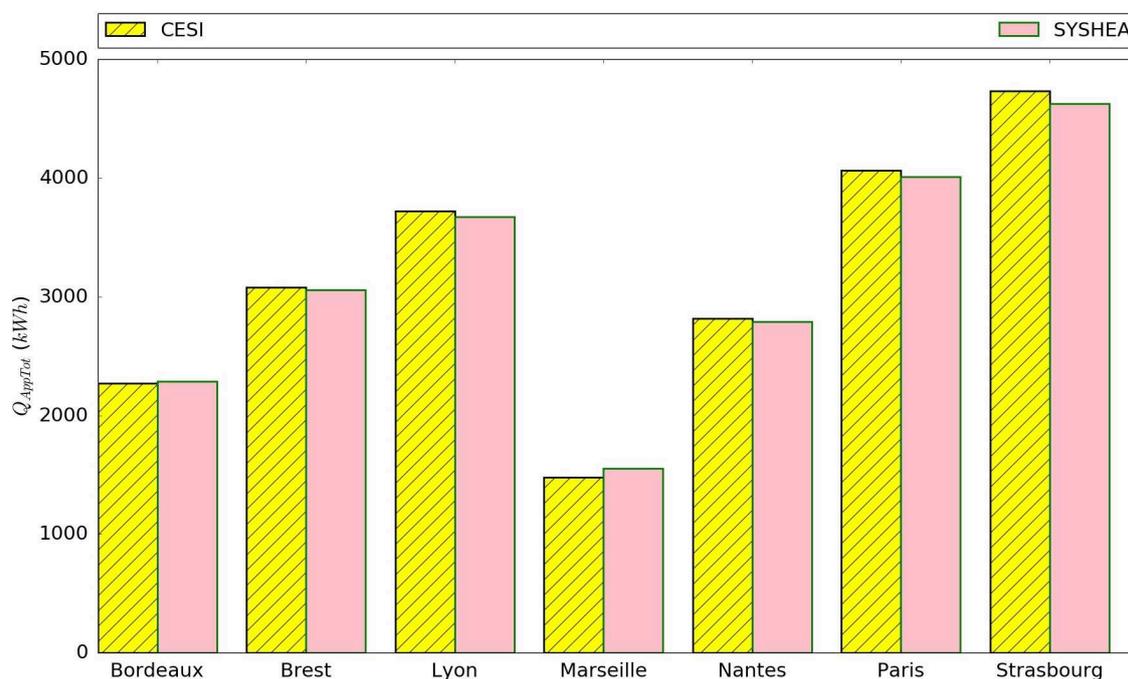


FIGURE 3.21 – Energie d'appoint totale consommée pour la production d'ECS, le préchauffage d'air à 15 ° C et le chauffage du bâtiment pour le CESI de référence et le SYSHEA pour différents climats.

l'utilisation est répartie entre les modes a,b et c de façon similaire. Pour les autres climats, le reste du temps est en majorité associé au préchauffage solaire de l'air, direct (mode b) ou combiné avec la charge du ballon (mode c), le mode de préchauffage solaire indirect (mode d) représentant une partie plus faible du temps total de fonctionnement, 5,5% au minimum à Paris et 11,5% au maximum à Marseille.

Bordeaux	Brest	Lyon	Nantes	Marseille	Paris	Strasbourg
28,37	29,66	27,83	28,22	23,73	28,98	28,84

TABLE 3.12 – Pourcentage de fonctionnement du CESI classique de référence sur une année pour différents climats.

Mode	Bordeaux	Brest	Lyon	Nantes	Marseille	Paris	Strasbourg
a) (%)	15,54	12,27	14,90	14,48	13,30	14,36	14,14
b) (%)	8,64	11,95	10,10	9,86	7,13	11,07	11,22
c) (%)	9,04	12,51	7,76	9,22	8,15	8,83	9,00
d)(%)	2,84	3,54	2,27	2,68	3,74	2,01	1,98
Total (%)	36,06	40,27	35,03	36,24	32,32	36,27	36,34

TABLE 3.13 – Pourcentage de chaque mode présenté dans la figure 3.6 sur une année pour différents climats.

3.5.5 Étude paramétrique pour le climat de Lyon

Cette partie présente une analyse paramétrique du système hybride afin d'observer les tendances générales avant d'approfondir l'étude des variables influentes dans le chapitre 4. Les variables dont l'impact est étudié sont : la surface des capteurs, le volume du ballon de stockage, la température du stockage minimale pour faire du préchauffage solaire indirect de l'air et la température minimale de préchauffage de l'air.

La surface de capteurs

Le système a été simulé avec différentes surfaces de capteurs allant de 2 à 10 m^2 . Les résultats sont comparés dans la figure 3.22 pour le CESI préchauffant l'air.

Une surface de capteurs plus élevée abaisse la productivité solaire PS mais diminue l'énergie totale d'appoint consommée pour la production d'ECS, de préchauffage d'air et de chauffage. Du point de vue énergétique, il est ainsi intéressant d'augmenter la surface des capteurs afin d'augmenter la couverture solaire (F_T varie de 20% pour une surface de 2 m^2 à 47% pour une surface de 10 m^2), en trouvant un compromis avec la productivité solaire pour des raisons de coût d'investissement.

Une surface de capteurs plus importante augmente néanmoins le risque de surchauffes. La figure 3.23 présente le nombre d'heures durant lesquelles la température

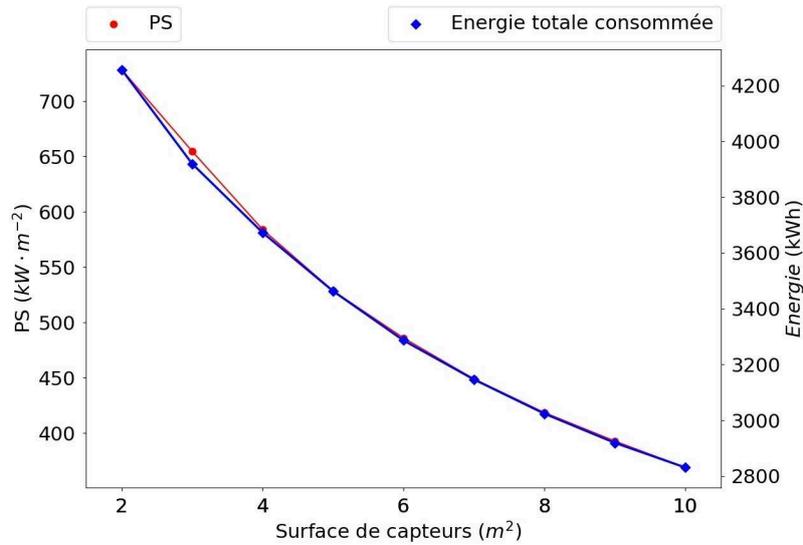


FIGURE 3.22 – Productivité solaire et énergie totale consommée annuelles pour le système étudié pour le climat de Lyon en fonction de la surface des capteurs.

à l'entrée du champ des capteurs est supérieure à $100^\circ C$. Des techniques limitant les risques de surchauffe, comme les systèmes autovidangeables étudiés dans la section 2.4, peuvent ainsi être utilisées pour augmenter la durée de vie de l'installation avec des surfaces de capteurs élevées.

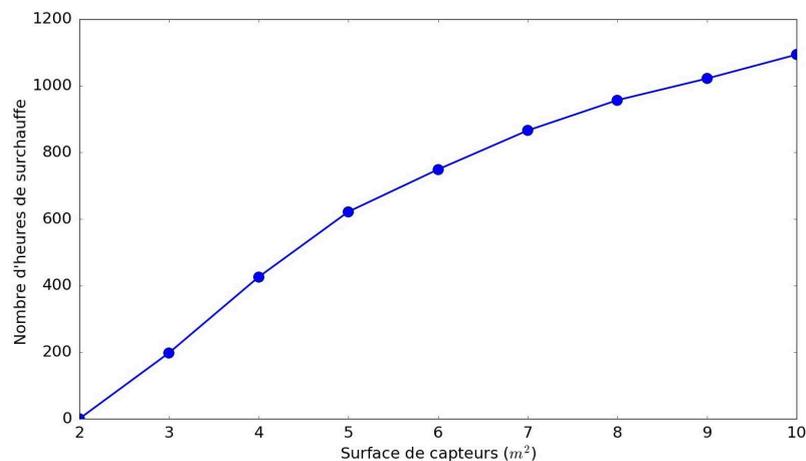


FIGURE 3.23 – Nombre d'heures sur une année que la température à l'entrée des capteurs est supérieure à $100^\circ C$ en fonction de la surface de capteurs pour le climat de Lyon.

Le volume du ballon de stockage

Les résultats avec deux volumes différents de ballon (300 L et 500 L) sont comparés au volume de référence de 400 L dans la figure 3.24. Un volume inférieur présente un meilleur rendement de ballon η_{Bal} . L'énergie totale d'appoint consommée pour

la production d'ECS, le préchauffage d'air et le chauffage est similaire pour les trois volumes simulés. Par conséquent, un ballon de 300 L serait approprié pour diminuer les pertes tout en conservant des performances similaires.

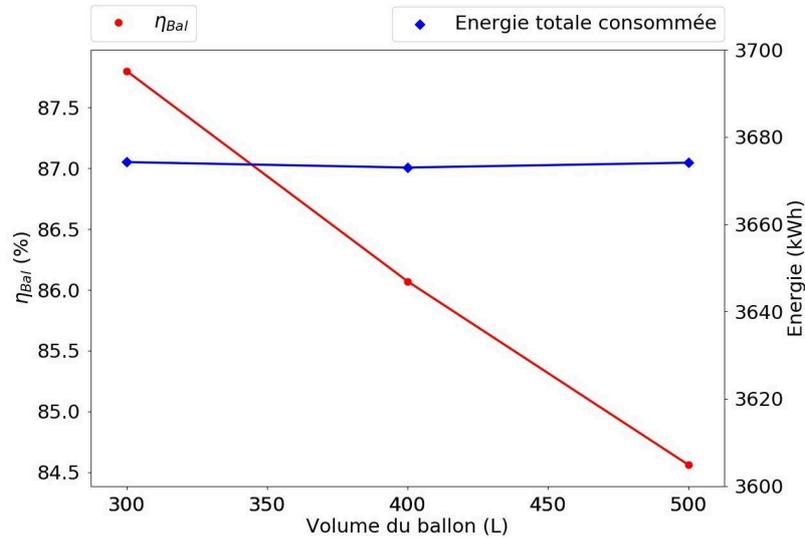


FIGURE 3.24 – Rendement du ballon de stockage et énergie totale consommée annuels pour le système d'étude pour le climat de Lyon en fonction du volume du ballon de stockage.

La température minimale du ballon pour faire du préchauffage indirect solaire

Le système hybride est simulé pour cinq températures minimales de ballon T_{BalAir} pour le préchauffage d'air (10, 20, 30, 40 et 120 °C), comparées dans la figure 3.25. La dernière température (120 °C) permet d'étudier le cas où il n'est pas possible de préchauffer l'air grâce à l'énergie stockée dans le ballon. Une température plus faible permet de diminuer l'énergie d'appoint consommée pour la production d'ECS, le préchauffage d'air et le chauffage du bâtiment. Il est donc recommandé de diminuer cette température pour augmenter les performances énergétiques. Cependant, les variations entre les différents cas ne sont pas très significatives, même avec le cas où il n'y a pas de préchauffage solaire indirect. Cela est en relation avec le mécanisme de contrôle permettant le préchauffage solaire direct dès que possible au détriment de la charge du ballon en énergie solaire pendant la journée. Par conséquent, le préchauffage indirect de l'air (mode d) ne représente pas une partie significative de l'énergie solaire transmise à l'air comme observé dans le tableau 3.13, où le mode de fonctionnement d est minoritaire. Une surface de capteurs plus importante ou un mécanisme de contrôle différent pourraient augmenter l'énergie solaire stockée dans le ballon, augmentant l'occurrence du préchauffage indirect de l'air.

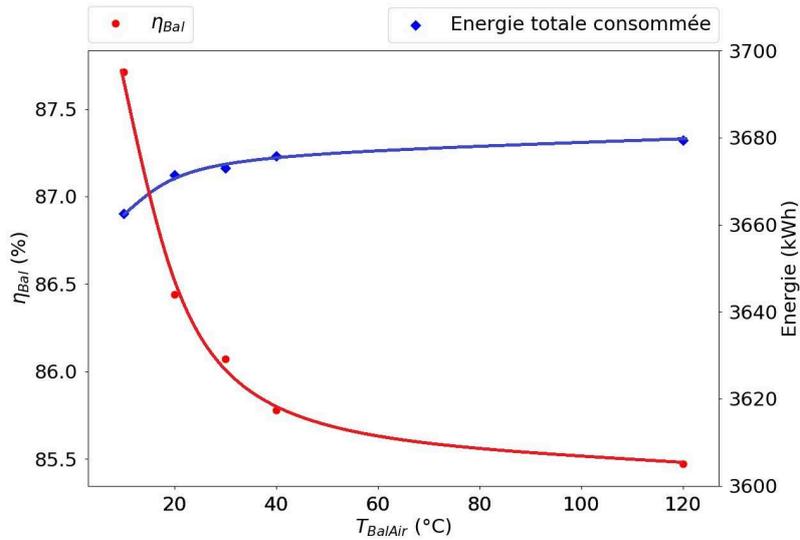


FIGURE 3.25 – Rendement du ballon de stockage et énergie totale consommée annuels pour le système d’étude pour le climat de Lyon en fonction de la température minimale du ballon permettant le préchauffage indirect de l’air T_{BalAir} .

La température de consigne de préchauffage d’air

Les résultats pour deux températures de consigne pour l’air (12 et 18 °C) sont comparés au cas initial de 15 °C dans la figure 3.26. Ces trois valeurs illustrent les cas typiques de préchauffage d’air avec un système de ventilation par insufflation comme présenté dans la section expérimentale 2.1.3. Une température de préchauffage d’air supérieure permet d’exploiter plus d’énergie solaire, augmentant la productivité PS. Par contre, la consommation d’énergie d’appoint pour l’ECS, le préchauffage d’air et le chauffage du bâtiment augmente. En conséquence, le plus favorable du point de vue énergétique est de préchauffer l’air à une température faible.

3.6 Conclusions

Cette section a présenté l’étude numérique d’un chauffe-eau préchauffant l’air de ventilation comparé à un CESI classique où le système de ventilation par insufflation préchauffe l’air indépendamment avec une résistance électrique. Le système hybride proposé constitue une extension très simple et peu coûteuse du CESI classique qui permet d’augmenter le rendement du système solaire et le confort du soufflage à l’aide d’une énergie « gratuite ». L’étude est tout d’abord effectuée à Lyon et ensuite dans d’autres climats correspondant aux villes françaises de Bordeaux, Brest, Nantes, Marseille, Paris et Strasbourg. Une étude paramétrique permet ensuite de mieux comprendre le fonctionnement ainsi que les limites de l’installation.

Le préchauffage solaire d’air permet d’accroître l’énergie solaire exploitée par rapport à un CESI classique découplé du préchauffage d’air de ventilation, entraînant

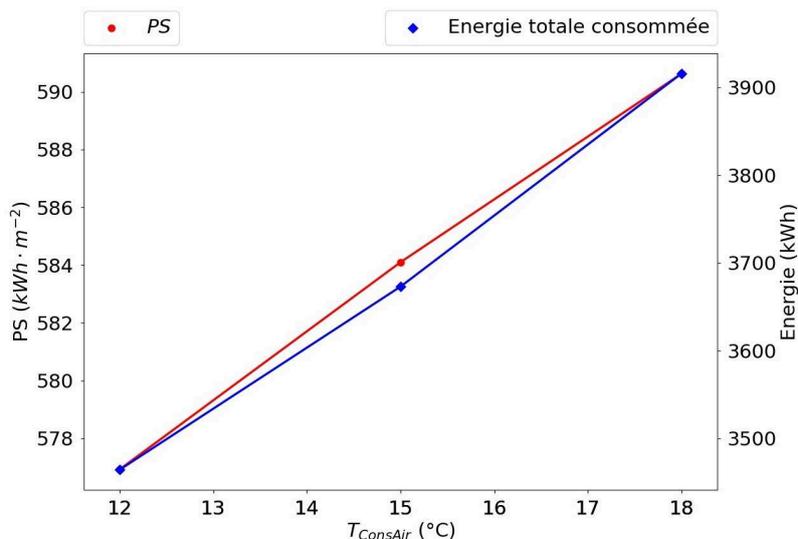


FIGURE 3.26 – Productivité solaire et énergie totale consommée annuelles pour le système d'étude pour le climat de Lyon en fonction de la température de préchauffage d'air.

ainsi une diminution des pertes des capteurs solaires thermiques et, par conséquent, une augmentation de leur rendement et de leur productivité solaire pour tous les climats étudiés. A Lyon, la productivité solaire se voit améliorée de 8,8% grâce au CESI innovant. La couverture solaire sur l'ECS diminue en effectuant du préchauffage solaire d'air, diminuant également l'énergie d'appoint fournie à l'air mais augmentant l'énergie d'appoint injectée dans le ballon par rapport à un CESI classique. Pour tous les climats étudiés, à l'exception de Paris et Strasbourg, les économies d'énergie sur l'air n'arrivent pas à compenser le surplus d'énergie d'appoint fourni au ballon. Cependant, en prenant en compte également la consommation pour le chauffage, le système apporte davantage d'économies d'énergie par rapport à un CESI classique, sauf à Bordeaux et à Marseille. Pour ces deux villes chaudes, la surchauffe de l'air est trop importante, pénalisant les performances énergétiques du système innovant. Une stratégie de contrôle différente limitant l'utilisation de la chaleur solaire lorsque les besoins de chauffage sont nuls permettrait d'utiliser plus efficacement la chaleur pour l'ECS. Cela sera étudié dans le chapitre suivant.

L'analyse paramétrique appliquée au climat de Lyon étudie l'impact de la surface de capteurs, du volume du ballon de stockage, de la température minimale du ballon pour préchauffer l'air indirectement et de la température minimale de préchauffage d'air. Concernant le premier paramètre, plus la surface de capteurs est importante, plus la consommation d'énergie totale diminue. Il s'agit alors de définir un compromis entre les économies d'énergie effectuées et la productivité solaire. La variation du volume du ballon n'impacte pas significativement l'énergie totale d'appoint consommée. Un volume plus faible permettrait ainsi de réduire les pertes du stockage ainsi que le coût du ballon sans influencer notablement les performances du système. En ce qui concerne le contrôle, différentes températures minimales du

ballon permettant de préchauffer l'air indirectement ont été testées. La température la plus faible présente un bilan énergétique plus avantageux. Cependant, le préchauffage d'air grâce au stockage n'est pas suffisamment mis en valeur avec le type de contrôle utilisé. Enfin, la variation de la température minimale de préchauffage d'air permet d'observer que, plus la température est élevée, plus la consommation d'énergie totale est élevée. Une température minimale de préchauffage plus faible est ainsi plus intéressante.

Par la suite, une analyse de sensibilité permettra d'identifier les variables les plus influentes sur les performances énergétiques du système afin de l'optimiser. L'intérêt de cette approche est de fortement réduire les temps de calcul lors de l'optimisation multicritère.

Optimisation multiobjectif du système solaire hybride eau-air

L'objectif de ce chapitre est d'optimiser le concept développé de système solaire hybride eau-air d'un point de vue énergétique et économique. Le mécanisme de contrôle est tout d'abord amélioré pour éviter les surchauffes dans le bâtiment rencontrées lors de l'étude des performances énergétiques du système hybride dans la section 3.5.3. Dans la deuxième partie, une analyse de sensibilité, utilisant la méthode RBD-FAST, est effectuée afin d'identifier les variables de décision les plus importantes et limiter ainsi le temps de calcul pour l'optimisation. Enfin, l'optimisation multiobjectif est réalisée dans la dernière partie au moyen de l'algorithme génétique NSGA-II, les fonctions objectif étant la consommation d'appoint globale du système dans le bâtiment ainsi que le coût global actualisé du système solaire hybride eau-air.

4.1 Le système solaire hybride retenu

Le chapitre 3 a permis d'analyser la configuration de système solaire hybride eau-air (SYSHEA) adoptée après le retour d'expérience présenté dans le chapitre 2. Le préchauffage solaire de l'air de ventilation peut parfois entraîner des surchauffes importantes dans le bâtiment. L'énergie solaire utilisée lors de ces surchauffes n'apporte que très peu d'économie d'énergie, en particulier pendant la mi-saison. Cette section présente ainsi la stratégie mise en place pour diminuer ce risque de surchauffe lorsque le bâtiment a un besoin de chauffage nul ou très faible, permettant ainsi d'augmenter la quantité d'énergie solaire valorisée.

4.1.1 Limitation de la température maximale de préchauffage d'air

Dans le chapitre 3, la température maximale de préchauffage d'air était fixée à 50 ° C pendant toute la période de chauffe, cette température étant associée à la limite de carbonisation des particules de poussière présentes dans l'air [Feist et al., 2005]. Le soufflage d'air à une température supérieure à la température minimale de préchauffage (15 ° C pour le cas étudié) grâce à l'énergie solaire permet de diminuer les apports de chauffage nécessaires en instantané ou a posteriori en stockant l'énergie solaire dans le bâtiment à travers le vecteur air. Cependant, nous avons observé que la température de soufflage se rapproche de 50 ° C lors des périodes où le besoin de chauffage est faible ou inexistant. La figure 4.1 illustre ce phénomène par simulation pendant 4 semaines de mi-saison.

Lors des deux premières semaines, l'énergie solaire utilisée pour le préchauffage d'air est utile. Le bâtiment est parfois en surchauffe mais la température intérieure redescend dès que la température extérieure diminue. Par contre, à la fin de la deuxième semaine (2090 h), la température extérieure commence à augmenter par rapport à la période antérieure et le bâtiment est en surchauffe jusqu'à la fin de la période représentée. Lors de ces périodes de mi-saison, il n'est donc pas intéressant de souffler l'air à une température si élevée. Il est plus intéressant de privilégier l'exploitation de l'énergie solaire pour l'ECS dans ce cas. Par conséquent, la température maximale de préchauffage d'air a été limitée en fonction de la température extérieure selon une droite similaire à celle de la figure 4.2. Les paramètres a et b peuvent varier pour s'adapter à chaque configuration (bâtiment, occupants, etc).

Néanmoins, le besoin de chauffage ne dépend pas exclusivement de la température extérieure. Les apports solaires, l'inertie du bâtiment ainsi que l'activité des occupants influent sur la température intérieure. La température maximale de soufflage est donc également limitée en fonction de la température intérieure. Une légère surchauffe de 3 ° C par rapport à la température de consigne du bâtiment est acceptée afin de stocker l'énergie solaire dans le bâtiment. Si la surchauffe dépasse de 4 ° C la température de consigne du bâtiment, la température maximale de préchauffage

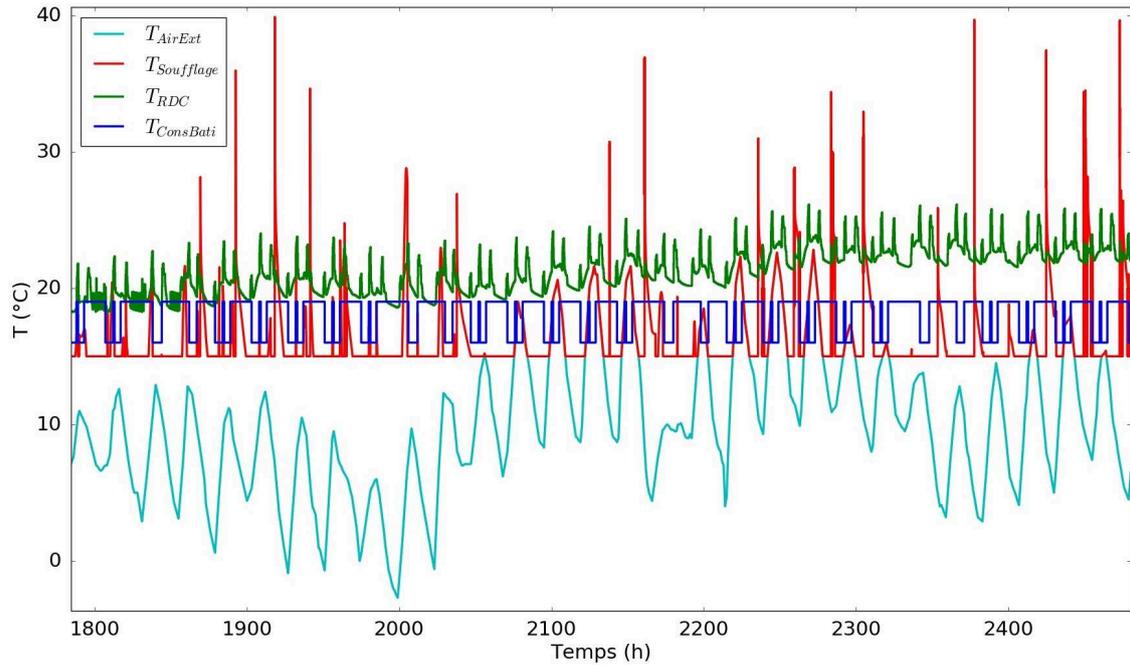


FIGURE 4.1 – Température de l’air extérieur (T_{AirExt}), température de soufflage ($T_{Soufflage}$), température au RDC (T_{RDC}) et température de consigne du bâtiment ($T_{ConsBati}$) pour le modèle numérique simulant le système solaire hybride préchauffant l’air à une température maximale de 50°C entre le 17 mars et le 13 avril.

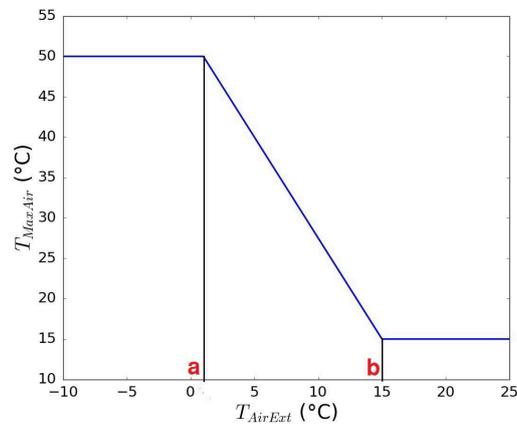


FIGURE 4.2 – Température maximale de soufflage en fonction de la température extérieure

devient égale à la température minimale de préchauffage d’air. Le circulateur C2 gère maintenant le débit traversant la batterie eau chaude avec une régulation en PID en fonction de la différence de température entre l’air à la sortie de la batterie et la température maximale d’air afin d’éviter un comportement très oscillatoire.

Le modèle développé dans la section 3.4, avec l’algorithme de contrôle présenté dans la figure 3.9, est utilisé par la suite en implémentant la nouvelle condition sur la température maximale de l’air soufflé en fonction des températures intérieure et extérieure.

4.1.2 Évaluation des performances du système solaire hybride retenu

Cette section a pour but d'évaluer l'amélioration des performances obtenue avec le nouveau système hybride SYSHEA* par rapport au SYSHEA de la section 3.5.3. La figure 4.3 montre les valeurs de différents indicateurs pour le CESI, le SYSHEA et le SYSHEA* pour les hypothèses de la section 3.5.2, à l'exception de la température maximale de soufflage d'air pour le SYSHEA* qui varie comme expliqué dans la section 4.1.1.

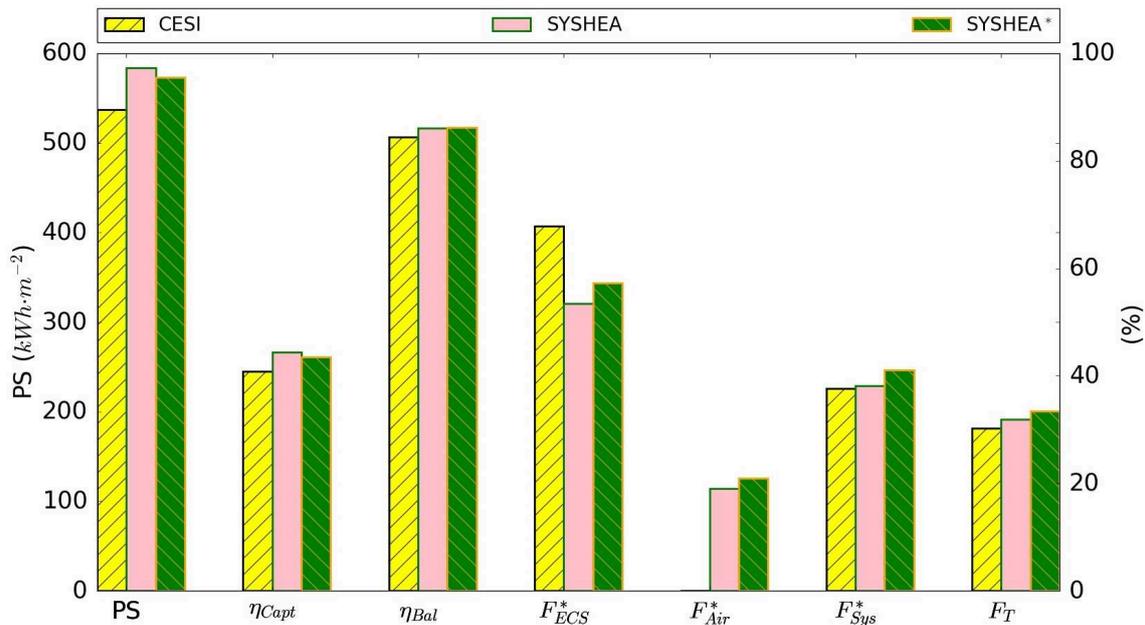


FIGURE 4.3 – Indicateurs de performance annuels obtenus numériquement pour un CESI préchauffant l'air indépendamment à 15 ° C à l'aide d'une résistance électrique, pour le système solaire hybride SYSHEA de la section 3.5.3 ainsi que pour le système solaire hybride amélioré SYSHEA* dans cette section pour le climat de Lyon.

La productivité solaire (PS) ainsi que le rendement des capteurs (η_{Capt}) diminuent légèrement pour le SYSHEA* par rapport au SYSHEA, mais restent toujours supérieurs aux valeurs du CESI. Le rendement du ballon (η_{Bal}) reste similaire pour le SYSHEA et le SYSHEA*. La fraction solaire sur l'ECS (F_{ECS}^*) augmente de 53,5% avec le SYSHEA à 57,3% avec le SYSHEA*. La fraction solaire sur le préchauffage d'air augmente également de 19,0% avec le SYSHEA à 20,9% avec le SYSHEA*. La fraction solaire globale (considérant l'ECS, le préchauffage d'air et le chauffage du bâtiment) augmente de 31,9% avec le SYSHEA à 33,44% avec le SYSHEA*.

Concernant les surchauffes dans le bâtiment, la figure 4.4 représente l'histogramme de température au RDC de la maison pour le cas avec le SYSHEA, le cas avec le SYSHEA* ainsi qu'un cas sans préchauffage d'air. Le système retenu SYSHEA* réduit ainsi l'occurrence des températures supérieures à 22 ° C d'environ

un tiers par rapport au SYSHEA.

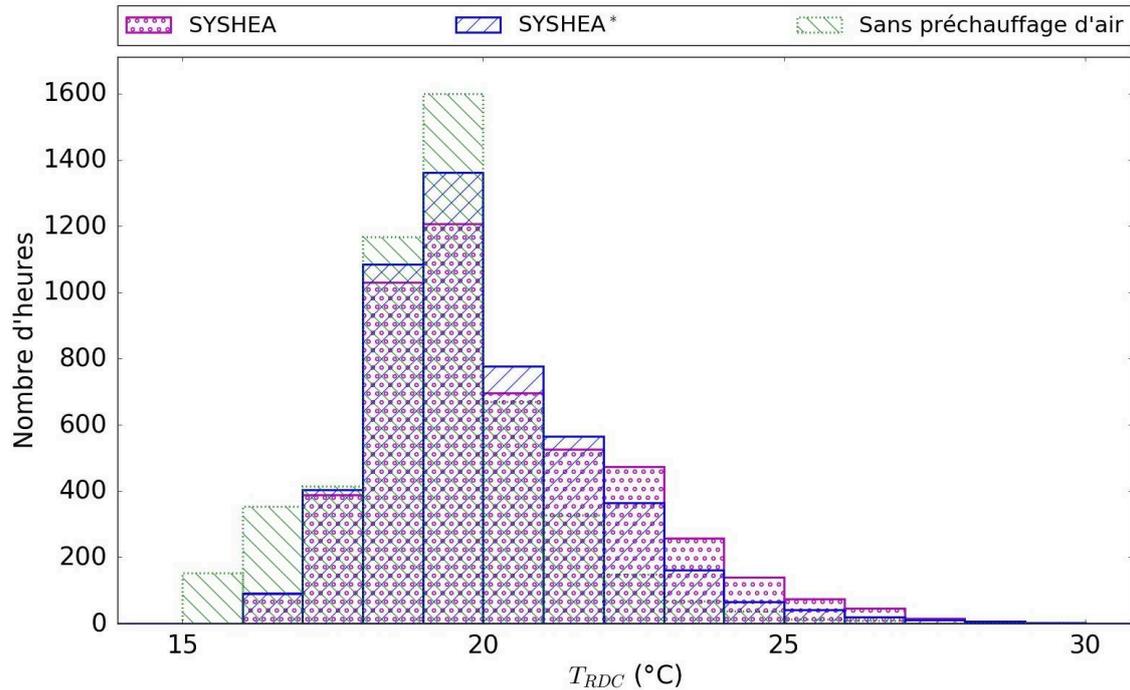


FIGURE 4.4 – Histogramme des températures au RDC de la maison simulée pour le cas avec le SYSHEA, pour le cas avec le SYSHEA* ainsi que pour un cas sans préchauffage d'air pour le climat de Lyon pendant la période de chauffe.

Enfin, le tableau 4.1 présente le pourcentage de fonctionnement de chaque mode présenté dans la figure 3.6. En effet, le SYSHEA* favorise le mode de charge du ballon (mode a) et de préchauffage indirect de l'air (mode d) au détriment de la charge du ballon et du préchauffage d'air direct simultanés (mode c). Le pourcentage de fonctionnement du système pour le préchauffage direct de l'air seul (mode b) est similaire pour le SYSHEA et le SYSHEA*. Le nombre d'heures de fonctionnement du SYSHEA* augmente de 3,6% en absolu par rapport au SYSHEA et de 10,8% en absolu par rapport au CESI.

Mode	SYSHEA	SYSHEA*
a) (%)	14,90	20,22
b) (%)	10,10	10,25
c) (%)	7,76	3,58
d)(%)	2,27	4,58
Total (%)	35,03	38,63

TABLE 4.1 – Pourcentage de fonctionnement du SYSHEA et du SYSHEA* pour chaque mode présenté dans la figure 3.6 sur une année pour le climat de Lyon.

La configuration retenue permet ainsi d'augmenter les performance et les heures

de fonctionnement du système hybride ainsi que de réduire les surchauffes dans la maison. Le SYSHEA* sera utilisé par la suite.

4.2 Identification des variables influentes du point de vue énergétique

Dans le but d’optimiser le système solaire hybride, une sélection des variables de décision est effectuée en amont afin de réduire la complexité du problème à résoudre et, par conséquent, le temps de calcul lié à l’optimisation des performances. Le temps de simulation pour le SYSHEA* pour une année avec un processeur Intel Core i3-370M de 2,4 GHz et 4 Go de mémoire RAM est compris entre 40 et 60 minutes. En effet, le temps de calcul augmente par rapport aux 26 minutes nécessaires pour simuler le SYSHEA. Les conditions plus restrictives sur la température maximale de l’air ralentissent le contrôle du SYSHEA*. La modélisation d’une vanne thermostatique pour régler la température de l’eau glycolée rentrant dans la batterie eau chaude pourrait ainsi faciliter la gestion de la température de soufflage et donc, limiter l’intervention du mécanisme de contrôle. L’analyse de sensibilité, ainsi que l’optimisation présentée dans la section 4.3, ont été effectuées en parallélisant les simulations sur les 8 cœurs d’un processeur Intel Xeon W3520 de 2,66 GHz et 16 GB RAM, une analyse de sensibilité nécessitant entre 2 et 3 jours pour être achevée.

4.2.1 Analyse de sensibilité avec la méthode RBD-FAST

L’analyse de sensibilité permet de hiérarchiser l’influence d’une série de variables d’entrée sur une sortie du système étudié. Une méthode globale, explorant l’ensemble de l’espace de variation, doit être utilisée pour les modèles présentant des interdépendances et non linéarités typiques de la thermique du bâtiment. L’analyse de sensibilité locale, effectuée autour d’un seul point, n’est pas adaptée à ce type d’étude [Goffart, 2013, Recht, 2016].

L’analyse effectuée s’appuie ainsi sur la méthode globale RBD-FAST, basée sur la décomposition de la variance. La famille de méthodes dites ANOVA (« ANalysis Of VAriance ») décompose la variance totale de la sortie (Var) en variances partielles (Var_i) pour chaque variable d’entrée x_i , indépendamment de la complexité du modèle. L’indice de sensibilité de premier ordre $S_i = Var_i/Var$ permet ainsi de quantifier la partie de la variance totale de la sortie associée à chaque x_i . Plus l’indice de sensibilité S_i est élevé, plus la variable x_i est influente sur la sortie. La méthode FAST (« Fourier Amplitude Sensitivity Test ») [Cukier et al., 1973, Schaiibly and Shuler, 1973] décompose la variance en utilisant la transformée de Fourier. La fonction de sortie est évaluée sur une courbe passant par N points de dimension k (k étant le nombre de variables) construite afin d’analyser chaque variable d’entrée à une fréquence ω_i . La technique RBD-FAST [Tarantola et al., 2006] améliore

la méthode FAST en utilisant la technique RBD (Random Balance Design) conçue pour la conception d'expériences [Satterthwaite, 1959]. Une fréquence ω_0 est fixée et les k axes des N points évalués sont permutés aléatoirement pour chaque variable x_i analysée. La sortie est ré-organisée en fonction de la variable x_i concernée et l'analyse en fréquence de Fourier est ensuite effectuée afin d'obtenir les indices de sensibilité S_i .

La technique d'échantillonnage LHS (« Latin Hypercube Sampling ») [Helton and Davis, 2003] est utilisée en combinaison avec la méthode RBD-FAST comme proposé par Goffart et al. [2017]. La méthode du LHS permet ainsi de sélectionner les N points à évaluer dans la méthode RBD-FAST, atteignant la convergence avec moins de simulations que la méthode classique de Monte Carlo. En effet, la technique de Monte Carlo effectue un échantillonnage aléatoire dans l'espace de variation, associant une loi de distribution à chaque variable. Tandis que cette méthode augmente la possibilité de ne pas explorer la partie de l'espace avec une probabilité d'occurrence plus faible, la méthode LHS évite ce problème en divisant l'espace de variation de chaque variable en N intervalles équiprobables, la largeur de chaque intervalle dépendant de la loi de distribution de la variable concernée. Une valeur est tirée aléatoirement dans chaque intervalle. Les k variables échantillonnées indépendamment sont ensuite combinées entre elles aléatoirement, obtenant ainsi les N points d'évaluation.

La méthode complète implémentée dans la librairie SALib en Python est utilisée.

4.2.2 Cas d'étude

Les résultats de l'analyse de sensibilité sont fortement dépendants de la plage de variation des variables considérées [Goffart et al., 2017]. Bois [2017] a déjà montré que la surface des capteurs solaires thermiques est un paramètre très influent sur la consommation d'appoint d'un système solaire hybride eau-air, ce qui semble logique car une surface plus importante de capteurs permet de récupérer plus d'énergie solaire et donc de réduire la consommation d'appoint. En outre, Louvet et al. [2018] ont montré l'importance des besoins en obtenant des performances expérimentales très éloignées de celles initialement prévues dans la phase de conception du fait de la différence entre les besoins estimés et les besoins réels. Par conséquent, la stratégie adoptée dans cette thèse consiste à fixer les besoins (d'ECS et de chauffage) ainsi que la surface des capteurs, en effectuant une analyse de sensibilité pour une grande surface et une autre pour une surface plus faible de capteurs. La surface la plus importante de 12 m^2 est dans l'ordre de grandeur des installations des systèmes solaires combinés [Letz, 2006]. La surface la plus faible de 4 m^2 représente un cas de dimensionnement de chauffe-eau solaire individuel (CESI) [ADEME, 2011b]. Le but est ainsi d'analyser si les mêmes variables sont influentes pour les deux surfaces de capteurs testées sans modifier les besoins.

Les 23 variables pouvant être utilisées comme paramètres de décision lors de

l'optimisation du système hybride sont présentées dans le tableau 4.2. Les intervalles de variation implémentés dans l'analyse de sensibilité pour chaque variable sont également indiqués. Une loi uniforme est adoptée pour l'échantillonnage de chaque variable.

Azimut (Az) (°)	-90	+90
Inclinaison des capteurs (Incl) (°)	0	+90
Rendement optique des capteurs (η_0)	0,7	0,85
Coefficient de pertes thermiques des capteurs ordre 1 (a_1) ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	0	9
Coefficient de pertes thermiques des capteurs ordre 2 (a_2) ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-2}$)	0	0,03
Coefficient caractérisant l'IAM des capteurs sur l'irradiation directe (b_0)	0,01	0,20
Coefficient caractérisant l'IAM des capteurs sur l'irradiation diffuse ($K_{\theta,dif}$)	0,4	1
Conductivité de l'isolant de la tuyauterie (λ_{Tuy}) ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	0,02	0,05
Puissance nominale de la batterie (P_{nom}) (W)	1000	2500
Débit maximal de chaque circulateur (\dot{m}_{Capt}) ($L \cdot h^{-1} \cdot m^{-2}$)	15	80
Volume du ballon (V_{Bal}) (L)	100	600
Conductivité de l'isolant du ballon (λ_{Bal}) ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	0,02	0,05
Position relative du piquage bas de l'échangeur interne du ballon (Ech_b)	0,1	0,3
Position relative du piquage haut de l'échangeur interne du ballon (Ech_h)	0,4	0,6
Position relative de la sonde solaire (Sonde)	0,2	0,5
Température minimale de préchauffage d'air ($T_{ConsAir}$) (° C)	12	18
Température minimale du ballon pour préchauffer l'air (T_{BalAir}) (° C)	10	60
Différentiel de température pour activer C1 (DT1) (K)	5	20
Différentiel de température pour activer C2 (DT2) (K)	5	20
Différentiel de température cherché par le PID de C1 ($\Delta T_{PID_{C1}}$) (K)	5	15
Différentiel de température cherché par le PID de C2 ($\Delta T_{PID_{C2}}$) (K)	5	15
Paramètre pour définir la température maximale de soufflage (a) (° C)	-2	6
Paramètre pour définir la température maximale de soufflage (b) (° C)	7	15

TABLE 4.2 – Variables et plages de variation étudiées dans l'analyse de sensibilité pour le système hybride avec $12 m^2$ et $4 m^2$ de surface de capteurs pour le climat de Lyon.

- L'azimut (Az) représente l'orientation des capteurs, pouvant varier de l'Est (-90°) à l'Ouest (+90°).
- L'inclinaison des capteurs (Incl) est analysée entre 0° (absorbeur horizontal) et +90° (absorbeur vertical).
- Le rendement optique du capteur (η_0), les paramètres caractérisant les pertes thermiques du capteur (a_1 et a_2) ainsi que la constante pour le calcul du facteur d'angle d'incidence du capteur (IAM) sur l'irradiation directe (b_0 dans l'équation 3.5 calculé comme expliqué en annexe D) varient selon les ordres de grandeur des capteurs du marché. Quelques exemples se trouvent dans le tableau 4.3. Les intervalles ont été légèrement élargis pour analyser d'autres combinaisons plus favorables ou défavorables.

4.2. IDENTIFICATION DES VARIABLES INFLUENTES DU POINT DE VUE ÉNERGÉTIQUE

Fabricant	Modèle	η_0	a_1	a_2	b_0
Bosch	FT 226	0,802	3,833	0,015	0,11
GREENoneTEC	IDMK	0,765	3,951	0,011	0,15
Viessmann	Vitosol 100-F SVT	0,739	4,052	0,011	0,19
Viessmann	Vitosol 100-FM SH1F (thermochrome)	0,749	3,826	0,033	0,18

TABLE 4.3 – Paramètres caractérisant différents capteurs plan vitrés du marché.

- Le paramètre $K_{\theta,dif}$ représente l'IAM sur l'irradiation diffuse comme expliqué dans la section 3.2.1. Les fiches techniques des capteurs indiquent souvent l'IAM K_{θ} pour différents angles incidents au lieu de procurer les coefficients b_0 et $K_{\theta,dif}$. Ce manque de données nous amène à supposer une valeur faible de 0,4 comme limite inférieure et 1 comme limite supérieure.
- La conductivité thermique de l'isolant de la tuyauterie extérieure (λ_{Tuy}) varie pour une épaisseur constante, considérant comme extrêmes un isolant type mousse de polyuréthane (conductivité thermique légèrement supérieure à $0,02 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) et un isolant type laine de verre (conductivité thermique légèrement inférieure à $0,05 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$).
- La puissance nominale de la batterie (P_{nom}) varie entre 1000 et 2500 W, ce qui représente une variation de température de l'air entre l'entrée et la sortie de la batterie de $7,5$ à 19 °C pour les conditions nominales (tableau 3.1).
- Le débit nominal de chaque circulateur (\dot{m}_{Capt}) varie entre 15 et $80 \text{ L} \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$. En effet, un débit compris entre 15 et $40 \text{ L} \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$ est recommandé pour le capteur plan Vitosol 200-F SVE/SHE et entre 60 et $80 \text{ L} \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$ pour le capteur à tubes sous vide Vitosol 200-T SD2 dans leurs Avis Techniques. Nous avons ainsi exploré une plage un peu plus large que celle habituelle pour les capteurs plans vitrés.
- Le volume du ballon (V_{Bal}) varie entre 100 et 600 L pour s'adapter aux deux surfaces de capteurs analysées. La hauteur du ballon varie proportionnellement au volume du ballon.
- La conductivité de l'isolant du ballon (λ_{Bal}) varie selon le même principe que la conductivité de l'isolation de la tuyauterie extérieure (λ_{Tuy}).
- La position de l'échangeur submergé dans le ballon pour la partie basse (Ech_b) et haute (Ech_h) varie relativement à la hauteur du ballon.
- La position de la sonde solaire (Sonde) utilisée pour gérer le fonctionnement du circulateur C1 est située entre 20 et 50% de la hauteur du ballon.
- La température de consigne de préchauffage d'air ($T_{ConsAir}$) varie entre 12 et 18 °C, les valeurs de préchauffage d'air typiques de la VMI[®].
- La température minimale du ballon (T_{BalAir}) pour le préchauffage indirect de l'air (mode d dans la figure 3.6) varie entre 10 et 60 °C, d'un cas où le préchauffage indirect est permis la plupart du temps à un cas où il est rarement permis.

- Les différentiels de température (DT1 et DT2) contrôlant le fonctionnement des circulateurs comme expliqué dans la section 3.4.3 varient entre 5 et 20 ° C.
- Les différentiels de température de consigne des contrôleurs PID ($\Delta T_{PID_{C1}}$ et $\Delta T_{PID_{C2}}$) gérant la vitesse des circulateurs varient entre 5 et 15 ° C.
- Les paramètres a et b , définissant la température maximale de préchauffage d'air, sont décrits dans la figure 4.2 et varient respectivement entre -2 et 6 ° C et entre 7 et 15 ° C.

Trois sorties sont analysées :

- Q_{AppSys} : énergie d'appoint utilisée dans le ballon et dans le flux d'air préchauffé.
- Q_{AppTot} : énergie d'appoint utilisée dans le ballon, le flux d'air et pour le chauffage du bâtiment.
- Q_{Sol} : énergie solaire provenant des capteurs injectée dans le ballon et dans le flux d'air.

Seules les variables influant sur la consommation d'appoint totale Q_{AppTot} seront sélectionnées bien que les autres sorties soient analysées pour mieux comprendre le modèle.

Surface de 12 m²

La figure 4.5 illustre les indices de sensibilité pour les variables du tableau 4.2 en simulant le système hybride avec une surface de capteurs de 12 m².

Nous observons que l'azimut (Az) peut expliquer plus de 10% de la variance totale de la somme de l'énergie d'appoint consommée dans le ballon et pour le préchauffage d'air Q_{AppSys} ainsi que de l'énergie solaire absorbée dans le ballon et dans le flux d'air Q_{Sol} . Cette variable est encore plus influente dans la variation de l'énergie d'appoint totale consommée Q_{AppTot} .

Les paramètres du capteur solaire ne sont pas très influents sur les sorties, à l'exception de a_1 qui est responsable d'autour de 10% de la variance totale des sorties Q_{AppSys} et Q_{AppTot} ainsi que du paramètre caractérisant l'IAM sur l'irradiation diffuse ($K_{\theta,dif}$), expliquant plus de 10% de la variance totale sur Q_{AppSys} et Q_{Sol} et autour de 25% de Q_{AppTot} . Cependant, $K_{\theta,dif}$ varie dans un intervalle très large, ce qui peut expliquer son importance.

Le volume du ballon (V_{Bal}) est responsable d'autour de 10% de la variance totale de Q_{AppSys} et de Q_{AppTot} mais il est extrêmement important pour l'énergie solaire absorbée dans le ballon et le flux d'air Q_{Sol} . En effet, un volume plus important de ballon permet de capter et stocker une quantité d'énergie solaire plus élevée, réduisant ainsi l'énergie d'appoint utilisée.

La conductivité de l'isolant du ballon (λ_{Bal}) est importante pour Q_{Sol} . Une isolation plus pauvre augmente les pertes thermiques du ballon, ce qui se traduit par la possibilité d'absorber plus d'énergie solaire dans le ballon. Cependant, l'énergie

4.2. IDENTIFICATION DES VARIABLES INFLUENTES DU POINT DE VUE ÉNERGÉTIQUE

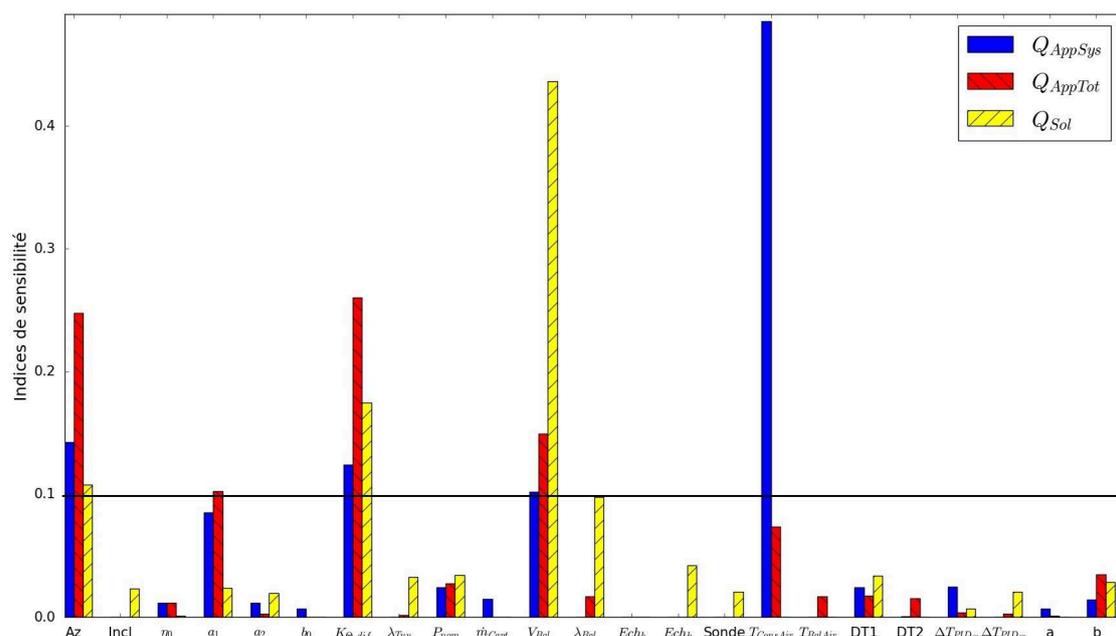


FIGURE 4.5 – Indices de sensibilité calculés par simulation pour les variables du tableau 4.2 utilisées dans la modélisation du système solaire hybride avec une surface de 12 m^2 pour le climat de Lyon.

solaire supplémentaire absorbée n'est pas valorisée, il n'y a donc pas d'influence de λ_{Bal} sur la consommation d'appoint.

Enfin, la température minimale de préchauffage d'air ($T_{ConsAir}$) est extrêmement importante pour la consommation d'appoint sur le flux d'air. En effet, une température minimale de préchauffage d'air plus élevée exige une utilisation plus importante de l'appoint sur le flux d'air. Cependant, cette énergie plus importante transportée par le vecteur air peut diminuer la consommation d'énergie du bâtiment et, donc, $T_{ConsAir}$ n'est pas si importante sur le bilan global d'énergie consommée Q_{AppTot} .

La convergence a été vérifiée en représentant la moyenne et la variance de la sortie ainsi que les différents indices de sensibilité en fonction du nombre croissant de simulations choisies aléatoirement entre toutes les simulations effectuées. La figure 4.6 montre l'exemple pour Q_{AppTot} avec les indices de sensibilité des variables les plus influentes. Nous observons que la convergence est atteinte avec les 280 simulations réalisées.

Surface de 4 m^2

Les mêmes variables sont étudiées pour une surface de 4 m^2 dans les mêmes intervalles de variation que pour une surface de capteurs de 12 m^2 . La figure 4.7 montre les résultats.

L'orientation (Az) et l'inclinaison (Incl) des capteurs sont importantes pour la consommation d'énergie d'appoint totale Q_{AppTot} ainsi que pour l'énergie solaire

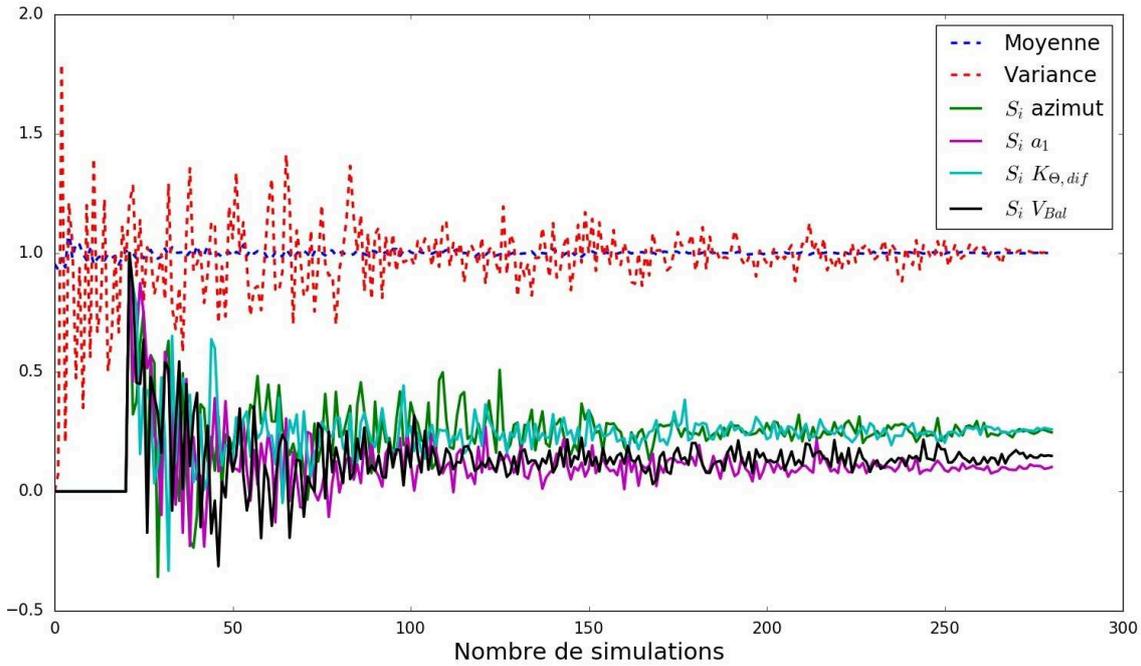


FIGURE 4.6 – Moyenne et variance de la sortie Q_{AppTot} pour la surface de 12 m^2 et indices de sensibilité pour différentes variables, calculés en fonction du nombre de simulations choisies aléatoirement dans l'espace échantillonné.

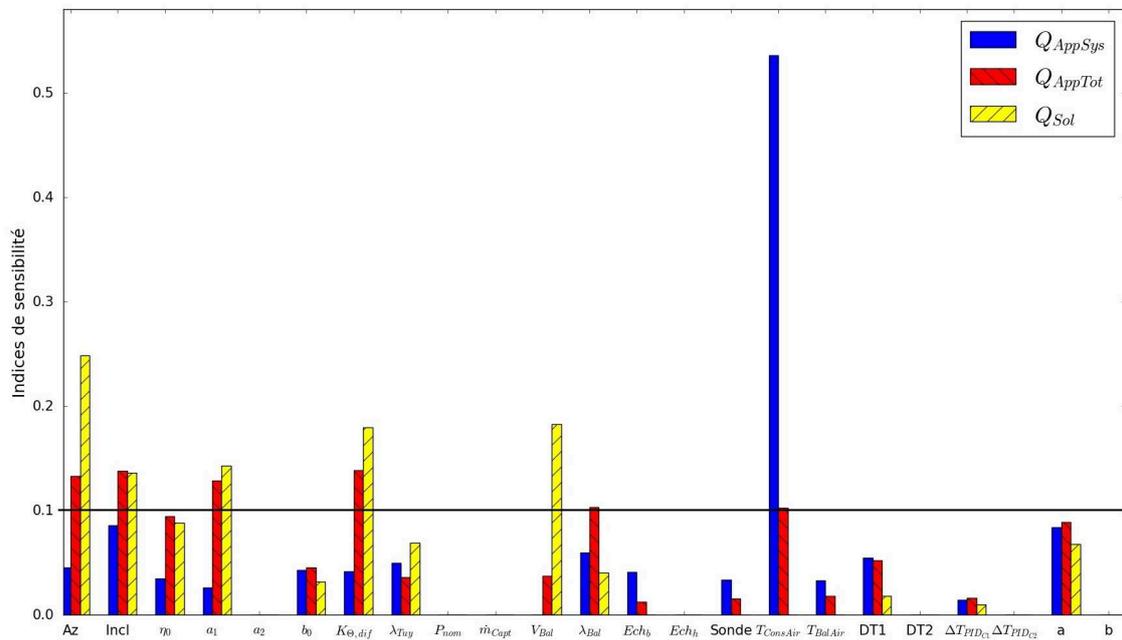


FIGURE 4.7 – Indices de sensibilité calculés par simulation pour les variables du tableau 4.2 utilisées dans la modélisation du système solaire hybride avec une surface de 4 m^2 pour le climat de Lyon.

absorbée Q_{Sol} . Pour la surface plus importante de capteurs, l'inclinaison n'était pas

un paramètre influent car le système pouvait récupérer plus d'énergie solaire, un changement d'inclinaison ne modifiant pas significativement l'énergie solaire captée. Cependant, lorsque la surface de capteurs solaires est plus faible, l'inclinaison des capteurs permet de gagner / perdre une quantité d'énergie solaire significative, ayant également un effet sur la consommation d'énergie d'appoint totale Q_{AppTot} .

Les paramètres du capteur η_0 , a_1 et $K_{\theta,dif}$ sont responsables chacun d'autour de 10% de la variance totale de Q_{AppTot} ainsi que de Q_{Sol} . Comme pour l'inclinaison, les paramètres des capteurs deviennent plus importants lorsque la surface de capteurs est plus faible.

Dans ce cas, le volume du ballon (V_{Bal}) n'influe plus sur les consommations d'énergie d'appoint Q_{AppSys} et Q_{AppTot} et influe beaucoup moins sur Q_{Sol} que lorsqu'une grande surface de capteurs est utilisée. En effet, lorsque la surface de capteurs est faible, la quantité d'énergie solaire à stocker diminue par rapport à une grande surface. Pour un dimensionnement classique de CESI, le volume du ballon représente entre 1,5 et 2 fois la consommation journalière [ADEME, 2011b], entre 300 et 400 L pour la famille de 4 personnes simulée. Pour un dimensionnement de système solaire combiné, le ratio est de 40 à 70 L de volume de ballon par m^2 [Fink and Riva, 2004]. Par conséquent, pour la surface de 4 m^2 la plage de variation du volume de stockage est de l'ordre de grandeur du dimensionnement CESI, la ressource solaire étant le facteur limitant pour augmenter les économies d'énergie.

La conductivité de l'isolant du ballon de stockage (λ_{Bal}) est responsable d'environ 10% de la variance totale de Q_{AppTot} .

La température minimale de préchauffage d'air ($T_{ConsAir}$) est également très influente sur la consommation d'appoint Q_{AppSys} et légèrement influente sur Q_{AppTot} (même tendance que pour 12 m^2).

Le paramètre a est responsable d'un peu moins de 10% de la variance totale des trois sorties analysées.

La convergence de l'analyse de sensibilité pour la surface de 4 m^2 est également représentée pour la sortie Q_{AppTot} , représentant quelques variables influentes dans la figure 4.8. Le nombre de simulations effectuées est 240.

4.2.3 Les variables d'optimisation

Le but de l'optimisation est de minimiser l'énergie d'appoint consommée sans augmenter significativement les coûts. Les variables influentes sur Q_{AppTot} sont ainsi des variables de décision potentielles pour l'optimisation.

L'orientation de capteurs (Az) n'est pas considérée dans l'optimisation bien qu'elle soit influente sur la consommation d'énergie d'appoint totale car la pratique habituelle est d'orienter les capteurs plein sud [Fink and Riva, 2004]. Cette hypothèse est ainsi considérée pour l'optimisation.

L'inclinaison des capteurs ($Incl$) est sélectionnée pour son importance pour de faibles surfaces de capteurs. L'inclinaison des capteurs doit être choisie par rap-

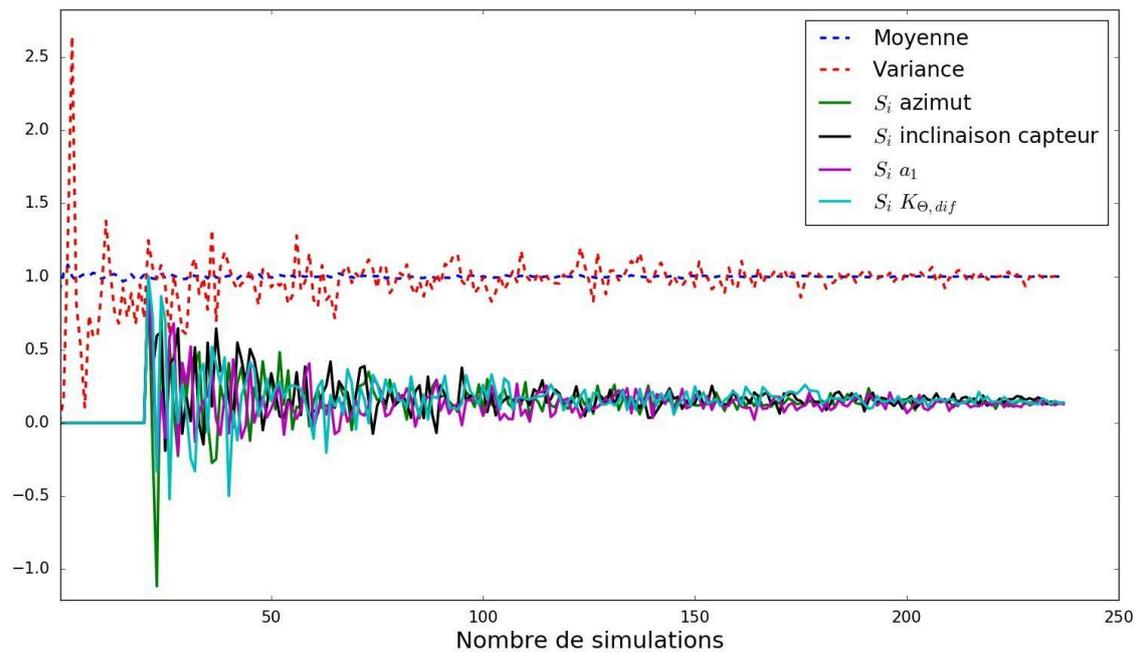


FIGURE 4.8 – Moyenne et variance de la sortie Q_{AppTot} pour la surface de $4 m^2$ et indices de sensibilité pour différentes variables, calculés en fonction du nombre de simulations choisies aléatoirement dans l'espace échantillonné.

port à l'utilisation de la chaleur solaire [Fink and Riva, 2004]. La hauteur du soleil en hiver est inférieure à celle en l'été. Par conséquent, les surfaces inclinées entre 30 et 45° (0° représente une surface de capteur horizontale) favorisent la production d'ECS tandis que les inclinaisons au-delà de 45° favorisent la production de chauffage.

Les différents paramètres caractérisant les capteurs pouvant modifier la consommation d'énergie d'appoint totale (η_0 , a_1 , $K_{\theta,dif}$) ne sont pas inclus dans l'optimisation. Il est d'abord nécessaire de trouver des relations entre les différents paramètres pour les faire varier de façon continue et logique. Une autre option serait d'utiliser les paramètres associés à un certain nombre de capteurs du marché, la variable de décision devenant ainsi discrète. Dans tous les cas, plus les performances énergétiques du capteur sont élevées, plus l'énergie solaire absorbée sera importante et moins d'énergie d'appoint sera utilisée. Un capteur avec des meilleures performances est toujours préféré, surtout pour de faibles surfaces de capteurs. Si le choix des performances a une influence sur le prix, l'optimisation multiobjectif énergétique et économique a du sens. Cependant, le capteur utilisé lors de l'optimisation est celui décrit dans le tableau 3.5 et l'analyse sur l'utilisation de différents modèles de capteurs reste à faire pour des travaux futurs.

Le volume du ballon (V_{Bal}) est sélectionné lors de l'optimisation pour son importance lorsqu'une surface élevée de capteurs est utilisée.

La conductivité thermique de l'isolant du ballon (λ_{Bal}) n'est pas incluse dans

l'optimisation car, du point de vue énergétique, une conductivité plus faible est plus intéressante et l'investissement initial associé au prix de l'isolant n'est pas très significatif par rapport au prix des capteurs.

La température minimale de préchauffage ($T_{ConsAir}$) n'est pas optimisée car l'analyse paramétrique de la section 3.5.5 a montré que, plus la $T_{ConsAir}$ est faible, plus la consommation d'énergie est faible. De plus, ce paramètre est souvent géré par l'occupant en fonction de son confort.

Enfin, le paramètre a de contrôle dans la figure 4.2 est optimisé pour son influence sur de petites surfaces.

4.3 Optimisation multiobjectif

Les variables de décision participant à la minimisation de la consommation énergétique du SYSHEA* étudié dans le bâtiment sont la surface de capteurs solaires thermiques (variant entre 2 et 16 m^2), l'inclinaison des capteurs (variant entre 0 et 90 °), le volume du ballon de stockage (variant entre 200 et 800 L) et le paramètre a (variant entre -2 et 6 °C) caractérisant la température maximale de soufflage selon la figure 4.2. Le reste des paramètres et hypothèses de modélisation utilisés sont les mêmes que ceux définis dans la section 3.5.2 pour le climat de Lyon. L'analyse de sensibilité a ainsi permis de limiter le nombre de variables de décision de 24 (23 variables analysées plus la surface de capteurs) à 4.

Il n'est souvent pas très intéressant de faire une optimisation monocritère dans le bâtiment. Par exemple, pour le cas d'étude, il n'est pas nécessaire de réaliser une optimisation pour savoir que la surface des capteurs doit être la plus grande possible afin de minimiser la consommation énergétique. Une information plus complète et utile peut ainsi être obtenue à partir d'une optimisation multicritère en cherchant à définir le meilleur compromis entre les économies d'énergie effectuées et le prix du système.

4.3.1 Description de la méthode NSGA-II

Une optimisation multiobjectif est souvent associée à un front de Pareto, un ensemble de solutions optimales non-dominées. Une solution est dite « non-dominée » s'il n'est pas possible d'améliorer un objectif sans pénaliser un des autres objectifs. Une solution X « domine » ainsi une autre solution Y si aucun objectif de X n'est pire que ceux de Y et si X améliore au moins un objectif par rapport à Y [Penna et al., 2015]. Les algorithmes génétiques sont une des solutions les plus courantes pour obtenir ce front de Pareto dans le domaine du bâtiment [Nguyen et al., 2014]. En particulier, l'algorithme génétique NSGA-II proposé par Deb et al. [2002] est utilisé dans cette étude. En effet, la méthode NSGA-II apparaît souvent associée aux problèmes d'optimisation multicritère appliqués au bâtiment [Bre and Fachinotti,

2017, Penna et al., 2015, Recht, 2016]. Cette méthode est implémentée sur python à l'aide de la librairie DEAP.

La logique de l'algorithme NSGA-II est décrite ci-dessous [Deb et al., 2002] :

1. Une population (ensemble de N individus) initiale \mathbf{P}_0 est créée aléatoirement dans l'intervalle de variation de chaque variable. Chaque individu est ainsi composé par les k variables de décision.
2. Les individus appartenant à la population P_0 sont triés selon un **critère de dominance**. Chaque individu est ainsi classé en fonction de s'il est dominé ou non-dominé, les meilleurs individus étant ceux qui ne sont pas dominés.
3. Une nouvelle génération d'individus Q_t ($t=0$ pour la première itération) de taille N est créée à partir des opérateurs de **croisement** et de **mutation** appliqués aux individus de la population parent P_t .
4. Les $2N$ individus des populations P_t et Q_t sont triés selon le **critère de dominance**. L'**élitisme** (la conservation des meilleurs individus tout au long des générations) est ainsi assuré car les nouvelles générations sont toujours comparées à leur génération parent.
5. La nouvelle population \mathbf{P}_{t+1} est formée par les individus non-dominés de P_t et Q_t (premier front F_1). Si le nombre d'individus formant F_1 est inférieur au nombre d'individus N formant une population, les individus dominés par un seul individu (deuxième front F_2) sont sélectionnés. Les N individus sont ainsi choisis dans les meilleurs fronts. Lorsque les meilleurs individus d'un même front doivent être triés, le classement est effectué en fonction de la **distance de surpeuplement** (« crowding distance » en anglais). Ce critère permet de maintenir la **diversité** de la population en sélectionnant les individus qui ont moins de voisins autour d'eux.
6. Retour à l'étape 3

4.3.2 Les fonctions objectif

Les fonctions objectif à minimiser sont au nombre de deux.

1. La consommation d'appoint totale Q_{AppTot} (équation 4.1), qui est égale à la somme de l'énergie d'appoint injectée dans le ballon d'ECS Q_{AppB} , de l'énergie d'appoint fournie pour le préchauffage d'air Q_{AppAir} et de l'énergie de chauffage dans le bâtiment *Chauffage*.

$$Q_{AppTot} = Q_{AppB} + Q_{AppAir} + \text{Chauffage} \quad (4.1)$$

2. Le Coût Global Actualisé (CGA), représentant le critère économique, qui est évalué au moyen de l'équation 4.2 [Ruegg, 1975].

$$CGA = I_0 + E \cdot \sum_{j=1}^N \left(\frac{1+i}{1+t} \right)^j = I_0 + E \cdot \frac{1+i}{t-i} \left(1 - \left(\frac{1+i}{1+t} \right)^N \right) \quad (4.2)$$

- I_0 représente l’investissement initial des composants qui varient selon l’équation 4.3. Le prix des capteurs solaires thermiques P_{Capt} considéré est de $900 \text{ €}\cdot\text{m}^{-2}$. Le prix du ballon P_{Bal} considéré est de $1,50 \text{ €}\cdot\text{L}^{-1}$. Les données proviennent du projet ANR INTENSE et comprennent le prix du matériel et de la pose.

$$I_0 = P_{Capt} \cdot S_{Capt} + P_{Bal} \cdot V_{Bal} \quad (4.3)$$

- E est le coût actuel de l’énergie dépensée. Il est calculé en multipliant la consommation annuelle d’énergie d’appoint par le prix de l’électricité (nous considérons un appoint électrique mais un autre type d’énergie pourrait être utilisé). Le prix de l’électricité pour les ménages en France est de $0,17 \text{ €}\cdot\text{kWh}^{-1}$ [Eurostat, 2018].
- t est le taux d’actualisation, permettant de calculer la valeur de l’argent actuel dans le futur. Une valeur de 4% est considérée dans cette étude [Direction Départementale des Territoires, 2012]
- i représente l’inflation, l’augmentation annuelle des prix des biens. Une valeur de 2% est supposée [Direction Départementale des Territoires, 2012].
- N est la durée de vie de l’installation. Nous supposons $N = 20$ ans [Brandemuehl and Beckman, 1979].

4.3.3 Le front de Pareto

L’ensemble des solutions optimales forme le front de Pareto. L’évolution du front est représentée dans la figure 4.9. Le nombre d’individus N utilisé par population est de 50, la probabilité de croisement considérée est de 80% et de mutation 10%. Après 600 simulations, le front de Pareto est identifiable. Les fronts après 3 et 12 générations ont été tracés. Nous observons que les fronts ne présentent pas beaucoup d’écart, l’optimisation convergeant vite du fait du faible nombre de variables et des fonctions objectif utilisées. En effet, l’analyse de sensibilité a limité le nombre de variables à optimiser et, par conséquent, le nombre de simulations (avec leur temps de calcul associé) nécessaires pour obtenir les solutions optimales. Par exemple, pour effectuer une étude exhaustive sur les 24 paramètres en prenant 3 valeurs différentes pour chaque paramètre, le nombre de simulations nécessaire aurait été de $2,82 \cdot 10^{11}$ et de 81 pour 4 paramètres. Cela montre l’importante réduction de complexité du problème, obtenant ainsi une convergence très rapide lors de l’optimisation.

Les points de fonctionnement pour le CESI et le SYSHEA simulés dans la section 3.5.3 sont également représentés pour comparaison, de façon à voir leur position par rapport au front de Pareto. Nous pouvons voir qu’il est possible grâce à l’optimisation de trouver les meilleures solutions sur le front de Pareto.

Le tableau 4.4 présente les points du front marqués dans la figure 4.9.

Les résultats du front de Pareto montrent qu’il est possible de réduire la consommation d’énergie d’appoint en augmentant le prix de l’installation. Le prix évolue

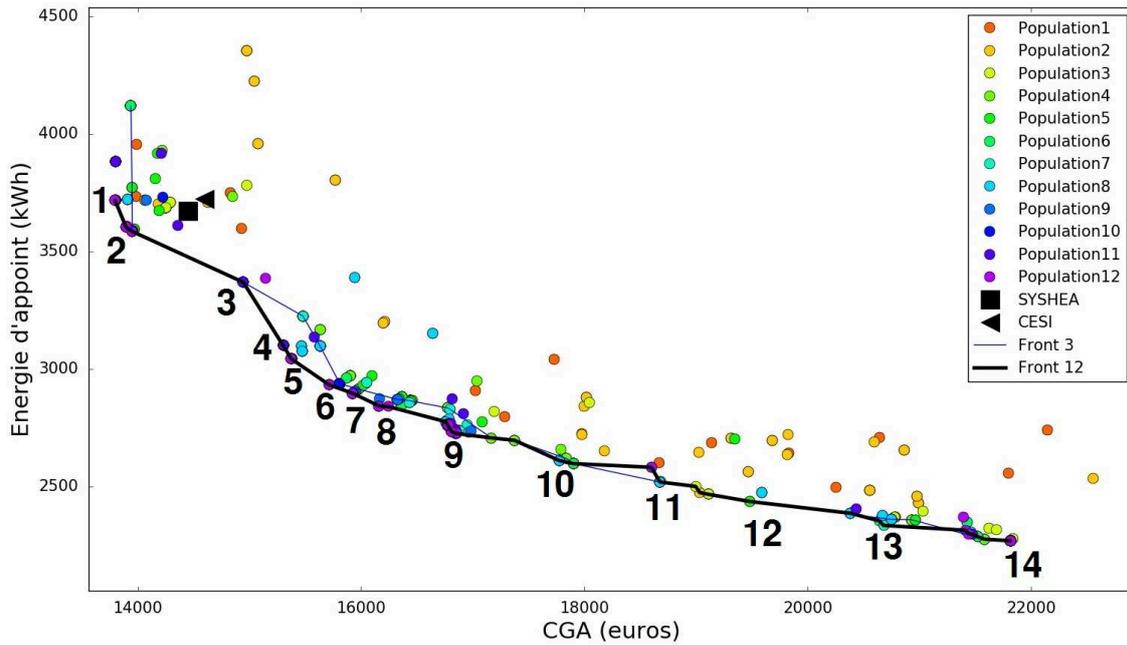


FIGURE 4.9 – Évolution du front de Pareto pour l’optimisation multiobjectif CGA sur 20 ans / consommation d’énergie d’appoint du SYSHEA* pour le climat de Lyon en fonction de la surface de capteurs, l’inclinaison des capteurs, le volume du ballon et la variable de contrôle a intervenant dans la définition de la température maximale de soufflage dans la figure 4.2. Comparaison avec les solutions CESI et SYSHEA étudiées dans la section 3.5.3.

en étroite relation avec la surface des capteurs comme montré dans la figure 4.10.

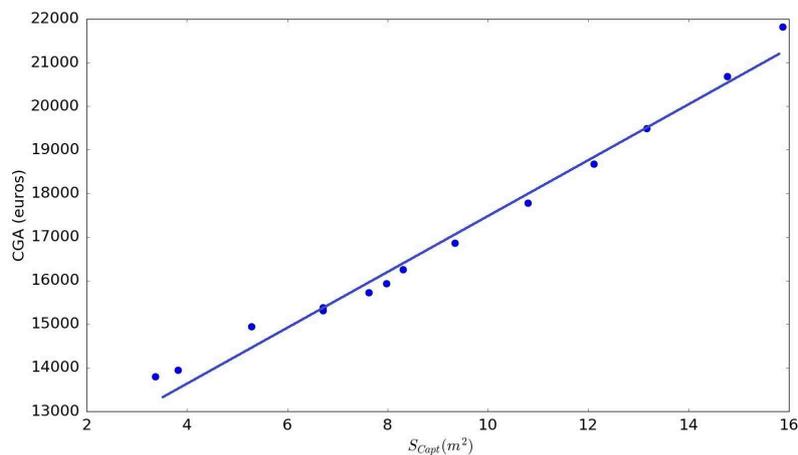


FIGURE 4.10 – Cout global actualisé par rapport à la surface de capteurs de 14 solutions optimales du SYSHEA* pour le climat de Lyon.

La figure 4.11 illustre le gain marginal en énergie d’appoint par unité de surface de capteur ainsi que le prix du kWh économisé sur 20 ans. Le gain marginal en énergie d’appoint (GMEA) représente l’énergie d’appoint économisé par m^2 de surface de

Point	S_{Capt} (m^2)	Incl ($^\circ$)	a ($^\circ C$)	V_{Bal} (L)	CGA(€)	Q_{AppTot} (kWh)	Population
1	3,4	42,1	5,2	264	13797	3716	12
2	3,8	42,1	3,6	331	13946	3585	12
3	5,3	24,8	5,8	521	14945	3368	11
4	6,7	31,6	1,0	405	15302	3099	11
5	6,7	45,8	1,4	560	15375	3042	12
6	7,6	42,1	1,4	447	15716	2931	12
7	8,0	42,1	3,6	440	15925	2895	12
8	8,3	42,1	3,6	560	16244	2839	12
9	9,3	45,8	5,8	560	16852	2725	12
10	10,8	37,2	3,8	521	17778	2609	8
11	12,1	47,6	0,6	498	18676	2518	8
12	13,2	45,8	1,6	560	19482	2435	5
13	14,8	41,8	2,6	584	20680	2333	7
14	15,9	56,1	1,4	796	21812	2268	12

TABLE 4.4 – Points appartenant au front de Pareto de la figure 4.9.

capteurs selon l'équation 4.4. Le prix du kWh économisé (kWh_{Eco}) représente le surcout qu'il faut payer entre les économies d'énergie d'appoint effectuées comme défini dans l'équation 4.5.

$$GMEA_i = \frac{Q_{AppTot_{i-1}} - Q_{AppTot_i}}{S_{Capt_i} - S_{Capt_{i-1}}} \quad (4.4)$$

$$kWh_{Eco_i} = \frac{CGA_i - CGA_{i-1}}{Q_{AppTot_{i-1}} - Q_{AppTot_i}} \quad (4.5)$$

Le gain marginal en énergie doit être le plus élevé possible tandis que le prix du kWh économisé doit être le plus faible possible. Le gain marginal diminue rapidement pour de faibles surfaces de capteurs, passant d'un gain de $285 kWh \cdot m^{-2}$ pour une surface de $3,8 m^2$ à un gain d'environ $150 kWh \cdot m^{-2}$ pour une surface de $7 m^2$. Entre ces deux surfaces, le prix du kWh économisé augmente de $0,05 €$ à environ $0,17 €$, un prix qui reste compétitif par rapport au prix de $0,17 €$ de l'énergie électrique.

Par exemple, la solution numéro 2 permet d'économiser $157 kWh$ de Q_{AppTot} par an par rapport à un CESI classique avec le même dimensionnement où le préchauffage d'air à $15^\circ C$ se fait avec une résistance électrique. Les économies sur le prix de l'énergie consommée calculées à l'aide de l'équation 4.2 sont de $439 €$ sur 20 ans et de $523 €$ sur 25 ans. En effet, le système hybride permet d'améliorer les performances des capteurs et sa durée de vie peut probablement augmenter par rapport à un CESI classique. Le prix de l'installation supplémentaire entre le CESI et le système solaire hybride (principalement pour la batterie eau chaude) doit donc être inférieur à $439 €$ pour que le système soit rentable avec une surface de $3,8 m^2$ et un volume de ballon de $331 L$.

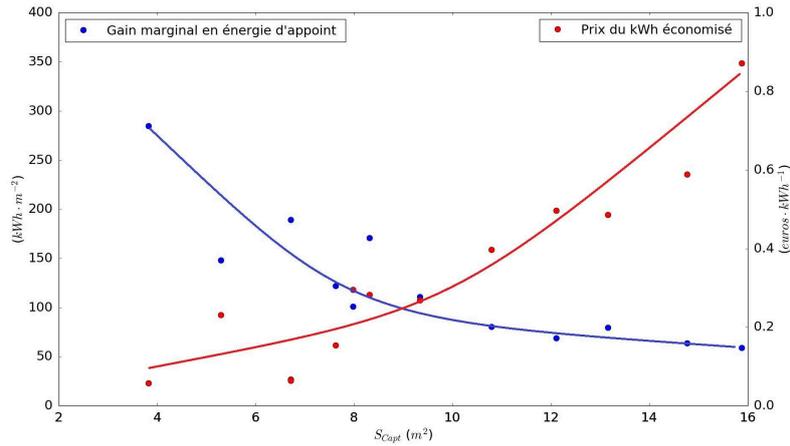


FIGURE 4.11 – Gain marginal en énergie d’appoint à gauche et prix du kWh économisé sur 20 ans à droite en fonction de la surface de capteurs.

L’inclinaison optimale des capteurs est souvent comprise entre 30 et 45° . 45° est l’inclinaison classique d’un CESI pour favoriser la production solaire toute l’année et 30° favorise plutôt la production en été. Les inclinaisons obtenues lors de l’optimisation indiquent que la priorité est donnée à l’ECS.

Le paramètre a varie entre $3,5$ et $6^\circ C$ pour les petites surfaces. Pour les surfaces élevées, a n’était pas influent, de même que l’inclinaison des capteurs.

Le dimensionnement optimal du ballon varie en fonction de la surface de capteurs solaires. La figure 4.12 représente le ratio de volume du ballon par m^2 de capteurs en fonction de la surface. Entre 3 et $5 m^2$, le volume du ballon est compris entre 80 et $90 L \cdot m^{-2}$. Entre 5 et $8 m^2$ le volume est compris entre 60 et $80 L \cdot m^{-2}$ et au delà de $8 m^2$, le volume optimal de ballon est compris entre 40 et $60 L \cdot m^{-2}$. Le ratio du volume de stockage par m^2 diminue ainsi lorsque la surface de capteurs augmente.

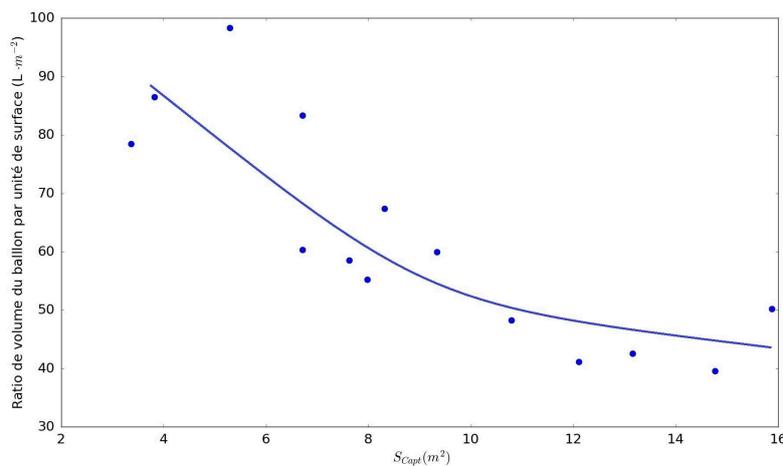


FIGURE 4.12 – Ratio entre le volume du ballon optimal par unité de surface de capteurs pour le SYSHEA* pour le climat de Lyon.

4.4 Conclusions

Cette section a présenté les dernières étapes de la méthodologie développée pour l'optimisation d'un système solaire hybride eau-air.

D'abord, le mécanisme de contrôle du système modélisé est amélioré au moyen d'une loi définissant la température de soufflage d'air maximale en fonction de la température extérieure, tenant compte également de la température à l'intérieur du bâtiment. Le but est d'éviter de chauffer l'air en excès à l'aide de l'énergie solaire lorsque le besoin de chauffage du bâtiment est nul ou très faible, permettant ainsi d'utiliser cette énergie solaire pour chauffer le ballon de stockage.

Une analyse de sensibilité est ensuite effectuée en utilisant la méthode globale RBD-FAST. Cette méthode permet de classer les variables étudiées selon leur impact sur la sortie du modèle. Les résultats sont fortement dépendants des besoins et des apports. Par conséquent, deux analyses ont été effectuées pour deux surfaces de capteurs différentes, 4 et 12 m^2 , avec des besoins constants. En effet, les variables ne présentent pas le même comportement pour les deux surfaces. Le modèle avec une surface de 4 m^2 est plus sensible aux variations des caractéristiques des capteurs ainsi qu'à leur orientation lorsque nous nous intéressons à la consommation énergétique. Le volume du ballon est plus influent pour le modèle avec une surface de capteurs de 12 m^2 . En effet, la surface de 12 m^2 permet de récupérer plus d'énergie solaire nécessitant d'être stockée. L'orientation des capteurs est influente dans les deux cas étudiés. Les variables de contrôle ne sont pas très influentes en comparaison avec les variables de dimensionnement. Cependant, la loi sur la température maximale de soufflage est légèrement influente pour le cas de la surface de 4 m^2 . Enfin, la température minimale de préchauffage d'air influe significativement sur la consommation d'énergie d'appoint du système (dans le ballon d'ECS et le flux d'air), mais elle est moins importante sur la consommation d'énergie d'appoint globale puisque la chaleur du préchauffage participe aux besoins de chauffage.

Les variables de décision pour l'optimisation multiobjectif sélectionnées sont la surface et l'inclinaison des capteurs, le volume du ballon de stockage et un paramètre définissant la loi sur la température maximale de soufflage en fonction de la température extérieure. Les caractéristiques des capteurs ne sont pas optimisées dans ce travail mais il serait intéressant de les inclure dans des travaux futurs. Les fonctions objectif sont la consommation d'énergie d'appoint globale et le coût global actualisé du système solaire sur 20 ans. Le front de Pareto montre qu'il est possible d'augmenter la surface des capteurs jusqu'à 7 m^2 afin de réduire la consommation d'énergie d'appoint avec un gain marginal en énergie d'appoint supérieur à 150 $kWh \cdot m^{-2}$ et un prix inférieur à 0,17 € par kWh d'énergie économisée. L'inclinaison optimale pour la plupart des points dans le tableau 4.4 est inférieure ou égale à 45°, la priorité étant accordée à la production d'ECS. Au regard des économies effectuées par rapport à un système de référence (CESI classique avec préchauffage d'air séparé à 15 °C), l'exemple du SYSHEA* optimisé avec une surface de 3,8 m^2 et un volume

de ballon de 330 L engendre 157 kWh d'économies par an, soit 439 € sur 20 ans. Le surcout maximal du système hybride par rapport à un CESI classique peut être estimé de cette manière afin d'évaluer la rentabilité du système innovant.

Cette méthodologie peut également être appliquée à d'autres climats ainsi qu'à d'autres types de bâtiments. Un climat différent va changer la distribution ainsi que la quantité des apports tandis qu'un bâtiment différent changera les besoins.

Conclusions et perspectives

Conclusions

Les centres d'intérêt concernant le bâtiment ont évolué depuis le choc pétrolier de 1973. Les efforts concentrés autrefois sur la diminution de la consommation énergétique en chauffage, doivent actuellement se conjuguer avec les problématiques de qualité d'air intérieur des bâtiments rénovés étanchéifiés ainsi que de confort thermique, l'occupant jouant un rôle actif et décisif dans l'environnement bâti. Les systèmes solaires thermiques permettent de réduire la consommation énergétique, en particulier lors de la production d'eau chaude sanitaire (ECS), un besoin croissant en importance en regard des besoins de chauffage qui diminuent. Le procédé de ventilation par insufflation permet de gérer la qualité de l'air intérieur en filtrant l'air provenant de l'extérieur ainsi qu'en maîtrisant la quantité injectée de cet air neuf dans le bâtiment. Ce mécanisme de ventilation procure également un contrôle sur la température de l'air soufflé, évitant le risque d'inconfort associé au soufflage d'un air froid sur les occupants. Le système solaire hybride eau-air (SYSHEA) étudié dans cette thèse pour la production d'ECS et le préchauffage solaire de l'air neuf insufflé dans le bâtiment permet ainsi de traiter les trois problématiques citées : la consommation énergétique, la QAI et le confort thermique.

Dans ces travaux, nous nous sommes intéressés au développement d'une méthodologie pour l'optimisation de la chaleur solaire exploitée par le système hybride eau-air dans un contexte de rénovation. La première étape a permis de valider le concept expérimentalement. Le fonctionnement du système montre bien l'intérêt du préchauffage solaire de l'air pour exploiter l'énergie solaire à basse température à des moments où cette énergie n'est pas suffisante pour chauffer l'eau stockée dans le ballon.

La deuxième étape consiste à développer un modèle pour l'analyse des performances du système solaire hybride. Une co-simulation entre le modèle de système sous Dymola (langage Modelica) et un modèle de maison individuelle sous Energy-Plus permet de représenter en détail le fonctionnement du système et son interaction avec le bâtiment. Après une confrontation du modèle aux résultats expérimentaux,

l'étude numérique effectuée pour le système solaire hybride montre une augmentation de la productivité solaire par rapport à un chauffe-eau solaire individuel (CESI) découplé du système de ventilation préchauffant l'air (système de référence) pour les différents climats étudiés. Afin de maximiser la quantité de chaleur solaire valorisée, une limitation de la température maximale de préchauffage solaire en fonction des températures extérieure et intérieure a été implémentée. Le système hybride proposé constitue ainsi une extension simple et peu coûteuse du CESI classique permettant d'augmenter le rendement du système solaire et le confort du soufflage à l'aide d'une énergie « gratuite ».

Dans le but de simplifier le problème d'optimisation, et donc de réduire le temps de calcul, la troisième étape permet d'identifier les variables les plus influentes sur les performances énergétiques du système solaire hybride pour des besoins constants. L'importance des variables analysées dépend des apports solaires disponibles (et donc de la surface de capteurs solaires utilisée) par rapport aux besoins existants. En effet, un SYSHEA avec une surface de capteurs dimensionnée pour la production d'ECS est plus sensible aux variations des paramètres associés au capteur, comme l'inclinaison ou les coefficients de performance, qu'un SYSHEA présentant une surface de capteurs plus élevée pour la production d'ECS et de chauffage. Dans ce dernier cas, le volume du ballon de stockage est particulièrement important afin de valoriser l'énergie solaire absorbée dans cette surface de capteurs plus importante.

Enfin, une optimisation multiobjectif est effectuée en sélectionnant 4 variables parmi les 24 traitées dans l'analyse de sensibilité : la surface et l'inclinaison des capteurs, le volume du ballon de stockage et un paramètre de contrôle définissant la loi de température maximale de l'air soufflé. L'ensemble de solutions optimales minimisant simultanément la consommation globale d'appoint et le coût global actualisé du système solaire hybride forment un front de Pareto. Ce front obtenu pour le climat de Lyon montre un meilleur compromis entre les performances énergétiques et le coût pour des petites surfaces (entre 3 et 7 m²). L'inclinaison optimale pour ces surfaces est inférieure ou égale à 45°, favorisant la production d'ECS.

Le SYSHEA a été ainsi analysé dans une optique de rénovation des bâtiments existants en préchauffant l'air de ventilation. La réhabilitation du parc des bâtiments existants très énergivore a été identifiée comme une problématique capitale concernant l'efficacité énergétique du bâtiment du fait du faible taux de rénovation actuel. Le système étudié procurant une part significative des besoins de chaleur du bâtiment rénové à l'aide d'une énergie renouvelable, tout en assurant la qualité de l'air intérieur et favorisant le confort thermique de l'occupant, peut s'intégrer dans le bâtiment existant et participer ainsi à l'accélération du taux de rénovation. Ce système peut également trouver sa place dans le bâtiment neuf, où la limitation des pertes par ventilation est essentielle pour minimiser le besoin de chauffage, l'ECS étant le besoin thermique le plus important dans le bilan global énergétique.

Perspectives

La réduction significative des besoins de chauffage dans les nouveaux bâtiments « zéro-énergie » accroît l'importance du besoin d'ECS et suscite également la substitution des émetteurs classiques à eau (radiateurs, plancher chauffant) par des émetteurs à air pouvant être couplés au système de ventilation. L'air chauffé à l'aide d'un système solaire hybride conjointement avec un système d'appoint très simple à effet Joule (électrique) peut ainsi devenir le système de chauffage principal du bâtiment. La part minoritaire d'énergie d'appoint électrique nécessaire pour compléter les apports solaires pour la couverture des besoins thermiques d'ECS et de chauffage du bâtiment peut provenir des panneaux solaires photovoltaïques. La coexistence des panneaux solaires thermiques et photovoltaïques s'avère ainsi inévitable dans le bâtiment neuf. En plus de sa simplicité, le chauffage par vecteur air apporte de la réactivité au comportement du bâtiment. En effet, les bâtiments neufs très bien isolés et disposant d'une inertie importante nécessitent des systèmes réactifs pour procurer du confort thermique dans une ambiance intérieure très dépendante du comportement de l'occupant. Une conception conjointe du bâtiment neuf et de ses systèmes permettrait également d'implémenter un système autonome pour la gestion de la qualité de l'air intérieur. Des techniques de contrôle avancées peuvent être développées à l'aide de simulations numériques prenant en compte le volume d'air afin d'évaluer l'efficacité de ventilation ainsi que le confort thermique de l'occupant.

Les logements collectifs ou les bâtiments tertiaires avec un besoin important d'ECS (par exemple des hôtels ou des hôpitaux) peuvent également profiter des avantages d'un système solaire hybride. Les problématiques de consommation énergétique, de qualité de l'air intérieur et de confort thermique se complexifient lorsque le nombre d'occupants et la taille du bâtiment augmentent, le nombre de scénarios possibles devenant plus important. La gestion de la chaleur solaire distribuée entre le vecteur eau et le vecteur air à grande échelle doit gérer des problématiques différentes par rapport à la maison individuelle. Les pertes thermiques des gaines de ventilation ainsi que du réseau hydraulique augmentent, un compromis devant être effectué entre une distribution centralisée ou décentralisée. Des surfaces de capteurs plus importantes devant être utilisées, l'utilisation des systèmes autovidangeables semble adaptée pour limiter les risques de surchauffe augmentant avec la surface. Le dimensionnement, le nombre ainsi que la position des composants comme les ballons de stockage ou les batteries eau chaude doivent également être optimisés. Enfin, un algorithme de contrôle adapté à la multitude de cas pouvant exister dans le bâtiment doit être développé.

Enfin, des techniques d'optimisation appliquées à un système gérant simultanément l'intermittence de l'énergie solaire, l'inertie du vecteur eau et la réactivité du vecteur air dans le bâtiment doivent continuer à être développées. Ces techniques doivent pouvoir s'adapter à différents bâtiments et scénarios pour procurer des solutions minimisant la consommation énergétique et assurant, en même temps, des

niveaux de qualité d'air intérieur et confort thermique acceptables pour l'occupant. La définition d'indicateurs, de variables et de fonctions objectif généralisables pour différents cas peut faciliter le développement de cette méthode d'optimisation. Du fait du nombre important de simulations nécessaire pour trouver les solutions optimales, les techniques basées sur l'utilisation de méta modèles, sur la réduction de modèles ou sur l'utilisation de séquences courtes peuvent limiter le temps de calcul.

Annexes

A Maison expérimentale I-BB

A.1 Plans de la maison

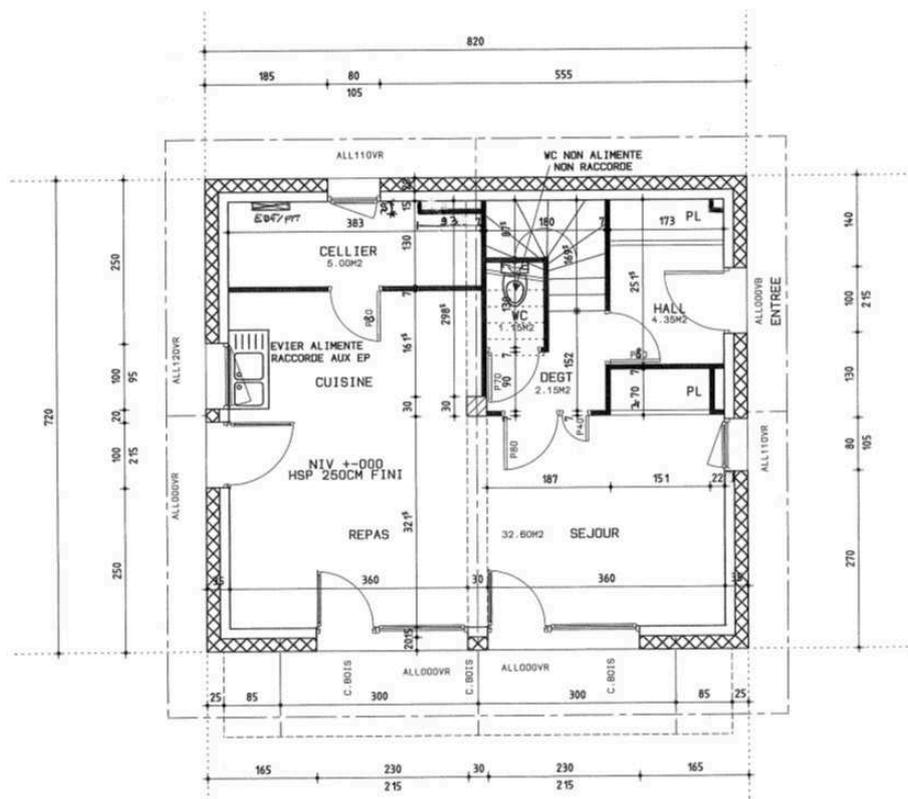


FIGURE A.1 – Plan du RDC de la maison expérimentale I-BB.

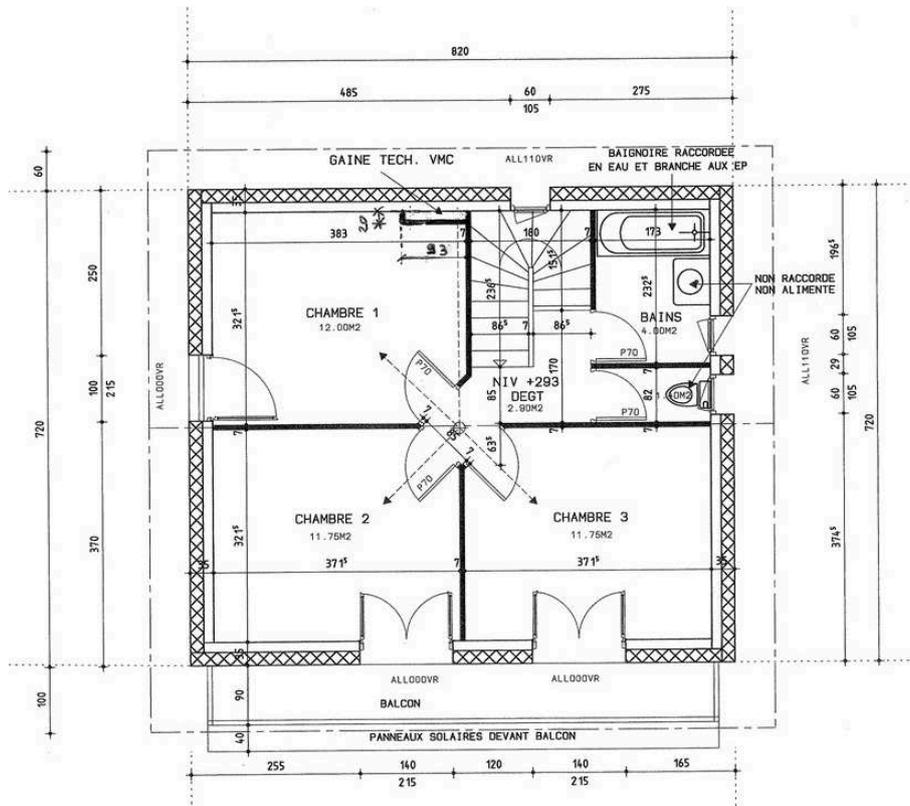


FIGURE A.2 – Plan de l'étage de la maison expérimentale I-BB.

A.2 Scénarios de modélisation

Scénario d'occupation

Les charges liées aux activités des occupants modélisées sont de 80 W pour un occupant en repos couché (chambre), 120 W en repos assis (cuisine et salon) et 160 en activité légère (salle de bains).

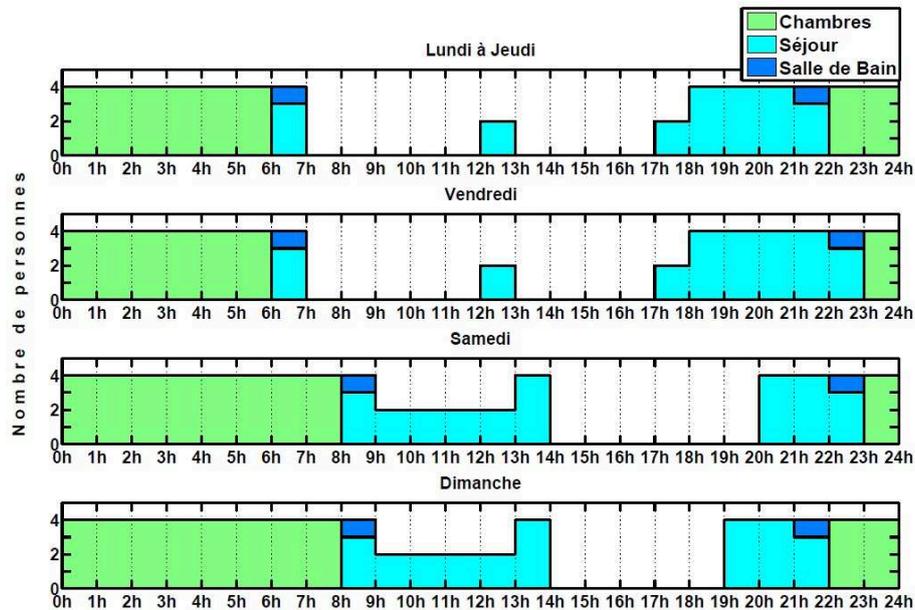


FIGURE A.3 – Scénario d'occupation pour une famille de 4 personnes utilisé dans la modélisation de la maison I-BB.

Scénario de charges internes dues à l'électroménager

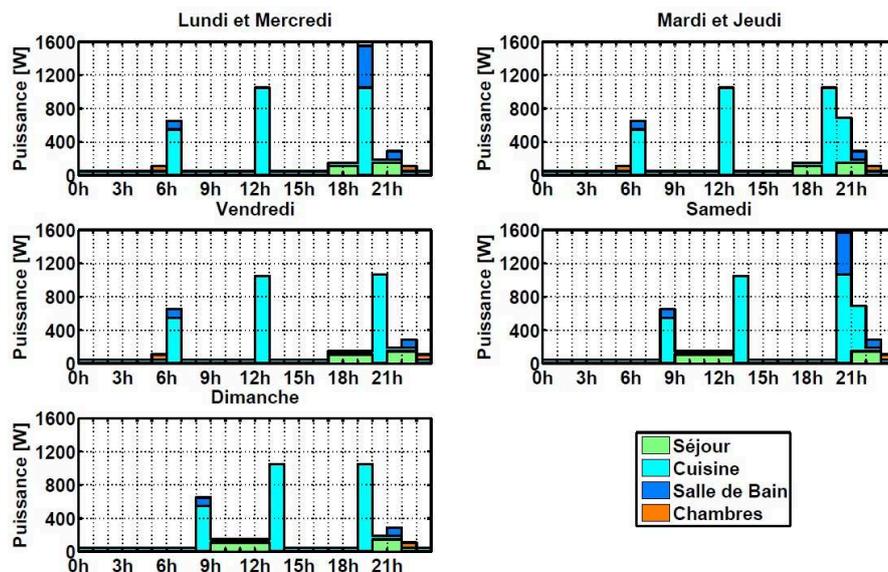


FIGURE A.4 – Scénario de charges internes issues des appareils électroménagers intervenant dans la modélisation de la maison I-BB.

B Calcul du rayonnement incident sur la surface des capteurs

Dans un premier temps, les variables physiques utilisées dans le calcul du rayonnement incident sont décrites. La figure B.1 illustre certaines de ces variables. Les équations ainsi que les figures sont de Duffie et Beckman [2013].

- Irradiation directe : taux d'énergie radiante [$W \cdot m^{-2}$] provenant du soleil qui n'a pas été dispersée par l'atmosphère (« beam radiation » en anglais), dénommée G_b avec les indices t et n si elle arrive respectivement à une surface inclinée ou à un plan normal à la direction de propagation du rayonnement. En absence d'indice t ou n, l'irradiation est considérée sur un plan horizontal.
- Irradiation diffuse : taux d'énergie radiante G_d [$W \cdot m^{-2}$] provenant du soleil qui a été dispersée par l'atmosphère plus celle réfléchiée par le sol.
- Irradiation globale : somme de l'irradiation directe et diffuse G_g [$W \cdot m^{-2}$].
- Angle zénithal θ_z : angle formé entre la verticale (zénith) et la droite qui relie le soleil.
- Azimut solaire γ_s : angle formé par la projection des rayons solaires sur une surface horizontale et le sud (positif vers l'ouest).
- Déclinaison δ : position angulaire du soleil au midi solaire (lorsque le soleil est au méridien local) par rapport au plan équatorial (positive vers le nord). Elle est obtenue à partir de l'équation de Cooper (B.1), avec n le jour de l'année.

$$\delta = 23,45 \cdot \sin \left(360 \cdot \frac{284 + n}{365} \right) \quad (\text{B.1})$$

- Latitude ϕ : position angulaire du lieu par rapport au plan équatorial (positive vers le nord). La latitude de la maison I-BB est de $45,64^\circ$.
- Azimut de la surface γ : orientation du plan de la surface par rapport au sud (positif vers l'ouest). La maison I-BB a une orientation de $-15,3^\circ$.
- Pente β : inclinaison de la surface par rapport à un plan horizontal. Comme indiqué dans la section 2.1.3, l'inclinaison de l'absorbeur des capteurs est estimé à 45° .
- Angle horaire w : déplacement angulaire du soleil dû à la rotation de la terre de 15° par heure (négatif le matin, positif l'après-midi). Il est calculé avec l'équation (B.2), où t_s est le temps solaire en minutes. Le temps solaire est donné par l'équation (B.3) en minutes, où L_{st} [$^\circ$] est le méridien pour l'heure locale t_{st} [min], L_{loc} est la longitude du lieu [$^\circ$] et E est l'équation du temps [min], donné par l'expression (B.4), incluant l'équation (B.5).

$$w = (t_s - 720) \cdot 15 \quad (\text{B.2})$$

$$t_s - t_{st} = 4 \cdot (L_{st} - L_{loc}) + E \quad (\text{B.3})$$

B. CALCUL DU RAYONNEMENT INCIDENT SUR LA SURFACE DES CAPTEURS

$$E = 229,2 \cdot (0,000075 + 0,001868 \cdot \cos B - 0,032077 \cdot \sin B - 0,014615 \cdot \cos(2B) - 0,04089 \cdot \sin(2B)) \quad (\text{B.4})$$

$$B = (n - 1) \frac{360}{365} \quad (\text{B.5})$$

- Angle incident θ : angle entre les rayons solaires sur la surface et la normale à cette surface. L'équation (B.6) permet de calculer le cosinus de l'angle incident.

$$\begin{aligned} \cos\theta = & +\sin\delta \cdot \sin\phi \cdot \cos\beta - \sin\delta \cdot \cos\phi \cdot \sin\beta \cdot \cos\gamma \\ & +\cos\delta \cdot \cos\phi \cdot \cos\beta \cdot \cos w + \cos\delta \cdot \sin\beta \cdot \sin\gamma \cdot \sin w \\ & +\cos\delta \cdot \sin\phi \cdot \sin\beta \cdot \cos\gamma \cdot \cos w \end{aligned} \quad (\text{B.6})$$

- Albedo re : coefficient de réflexion du sol. Il est supposé 0,2 pour cette étude.

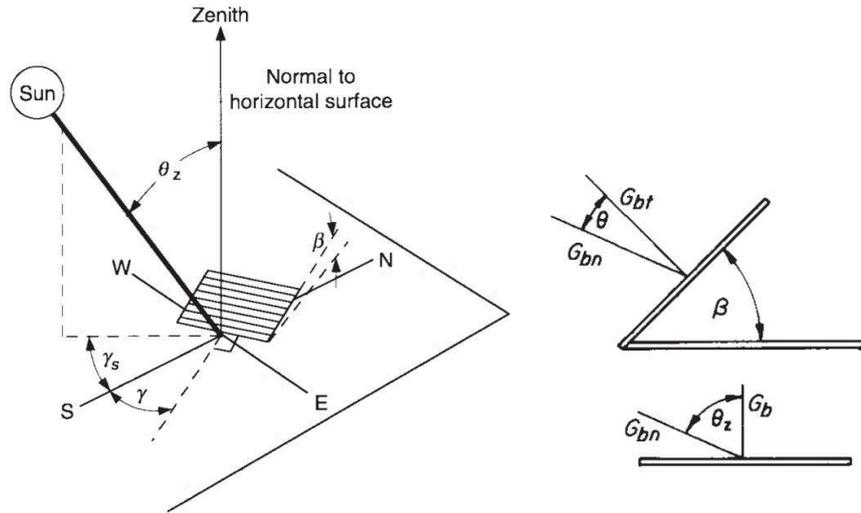


FIGURE B.1 – Angle zénithal, azimut solaire, azimut de la surface, pente de la surface et angle incident sur la surface inclinée.

Avec les données mesurées disponibles, l'irradiation globale sur un plan horizontal G_g et l'irradiation directe normale G_{gn} , il est possible d'obtenir l'irradiation globale sur la surface inclinée des capteurs G_{gt} à partir de l'équation (B.7). L'irradiation directe sur la surface inclinée est calculée avec l'équation (B.8), où $\cos\theta$ est obtenu à partir de l'équation (B.6). L'irradiation diffuse sur la surface inclinée peut être obtenue avec l'équation (B.9), considérant que l'irradiation diffuse provenant du ciel et du sol est isotrope, et avec les équations (B.10) et (B.11), pour lesquelles $\cos\theta_z$ est calculé avec l'équation (B.6) pour une inclinaison nulle ($\beta = 0$).

$$G_{gt} = G_{bt} + G_{dt} \quad (\text{B.7})$$

$$G_{bt} = G_{bn} \cdot \cos\theta \quad (\text{B.8})$$

$$G_{dt} = G_d \cdot \frac{(1 + \cos\beta)}{2} + G_g \cdot \frac{(1 - \cos\beta)}{2} \cdot re \quad (\text{B.9})$$

$$G_b = G_{bn} \cdot \cos\theta_z \quad (\text{B.10})$$

$$G_d = G_g - G_b \quad (\text{B.11})$$

Le calcul de l'irradiation globale sur une surface inclinée à 30° est comparé avec la mesure disponible pour cette inclinaison sur la plateforme INCAS. La mesure se fait avec un pyranomètre KIPP & ZONEN CMP11, qui a une incertitude donnée par le fabricant de $10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$. La figure B.2 montre la comparaison entre l'irradiation mesurée et celle calculée pour la semaine étudiée dans le chapitre 2. Elle permet de vérifier la cohérence des calculs et hypothèses appliquées. L'écart entre les deux courbes cumulé sur la semaine du 17 au 23 mars 2018 est de 4,18% par rapport à la valeur mesurée.

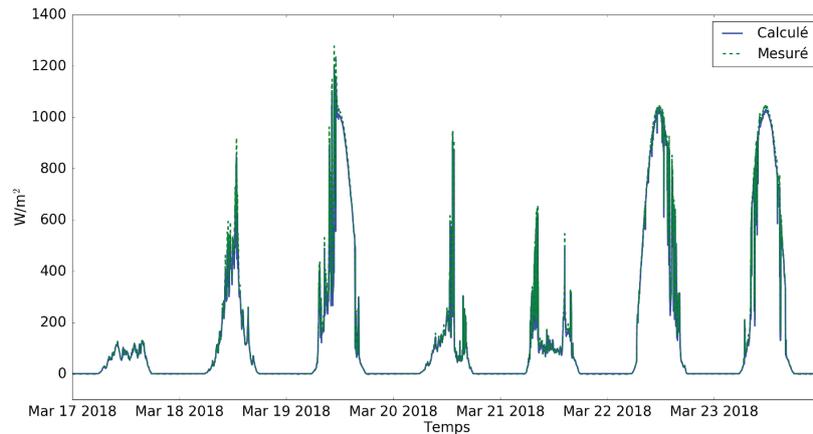


FIGURE B.2 – Comparaison de l'irradiation globale incidente sur une surface inclinée à 30° selon l'équation (B.8) et selon la mesure disponible de la plateforme INCAS du 17 au 23 mars 2018.

L'incertitude moyenne du calcul de l'irradiation globale sur un plan incliné à 30° sur la semaine étudiée est de $12 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$, obtenue en propageant l'écart entre mesure et calcul (figure B.2) avec l'incertitude du pyranomètre qui mesure l'irradiation globale sur la surface inclinée à 30° .

C Étude de la phase de vidange des systèmes auto-vidangeables

EXPERIMENTAL AND DIMENSIONAL STUDY OF THE DRAINING PROCESS IN DRAINBACK SOLAR THERMAL SYSTEMS

P. Carbajo Jiménez^{1,2,*}, Y. Louvet³, G. Fraisse¹, K. Vajen³, A. Leconte², O. Ouvrier Bonnaz², E. Wurtz²

¹Univ. Grenoble Alpes, Univ. Savoie Mont Blanc, CNRS, LOCIE, 73000 Chambéry, France.

²Univ. Grenoble Alpes, CEA, LITEN, INES, 73375 Le Bourget-du-Lac, France.

³Institute of Thermal Engineering, University of Kassel, Kurt-Wolters Straße 3, 34125 Kassel, Germany

*Corresponding author: patricia.carbajo-jimenez@univ-smb.fr

Nomenclature

Abbreviations

DBS drainback solar thermal system
HTF heat transfer fluid

Variables

A cross-sectional area normal to the fluid flow (m²)
d diameter of the piping (m)
f friction factor (-)
g gravitational acceleration (m/s²)
h absolute height of the fluid in the circuit (m)
H maximal falling height of the fluid during siphon draining (m)
h_f friction loss of the fluid when flowing in a circuit (m)
h_g falling height of the fluid in siphon draining used for gravitational potential energy (m)
h_L total head loss of the fluid when flowing in a circuit (m)
h_s pressure loss of the fluid when flowing through a singularity (m)
k local pressure loss coefficient of a singularity (-)
K total local pressure loss coefficient (-)
L wet length of the piping (m)
L_d length of the circuit to be drained (m)
L_T total length of the piping (m)
p pressure (Pa)
Q fluid flow rate (m³/s)
Re Reynolds number (-)
t time (s)
t_d draining duration (s)
v cross-sectional average fluid velocity (m/s)
V volume to be drained (m³)

Greek letters

μ fluid viscosity (Pa·s)
π dimensionless variable (-)
ρ fluid density (kg/m³)

Indices

exp experimental

Abstract

This study aims at analyzing the phenomenon of siphon draining occurring in drainback solar thermal systems. Although several experimental studies have been previously carried out, there is a lack of theoretical work in the literature. Since describing the draining process from a theoretical point of view should include complex phenomena as two-phase flow and stochastic events, a simpler representation is sought through dimensional analysis. The main physical parameters impacting the draining are at first identified with the equations of fluid mechanics before being individually assessed with experiments. The piping diameter, the type of fluid, the piping length, the drained volume of the circuit as well as the singular pressure losses are for this purpose varied throughout the experiments. A methodology for obtaining an empirical equation using dimensionless variables is finally developed, showing that the impact of all the studied parameters on the draining time could be accurately described for piping with an inner diameter of 10 and 16 mm.

Keywords: drainback solar thermal systems, siphon draining, dimensional analysis, empirical correlation

1. Introduction

Drainback solar thermal systems are an old technology, with their main feature being the emptying of the heat transfer fluid (HTF) from the solar collector loop when the circulation pump is not in operation. This notably allows the use of water as HTF and prevents potentially damaging freezing or overheating events. An exhaustive presentation of the advantages and drawbacks associated with drainback solar thermal systems (DBS) can be found in Botpaev et al. (2016). One of the main threats related to water operated drainback systems is a faulty draining caused by a wrong system design or installation which might lead to severe frost damages. Some authors suggest the use of antifreeze mixtures to get rid of this issue (Frank et al., 2014; Mugnier et al., 2011). Indeed, half of the DBS proposed on the market are recommended to be operated with antifreeze (Botpaev and Vajen, 2014).

Drainback systems have to be cyclically filled and emptied. Both processes require careful system design and control and a few studies focusing on their specificities are available. Although some numerical works concerning drainback systems exist (Davidson et al., 1993; Gašpar and Michalčonok, 2016), detailed numerical simulations of the filling and draining phases are not known to the authors. With regards to the filling, several experimental works were carried out to determine the minimal velocity required to achieve a complete filling, i.e. the establishment of a siphon (Kaiser et al., 2013; Kutscher et al., 1984; Mikkelsen, 1988). Botpaev (2017) derived from his investigations empirical correlations describing the minimum velocities required to fill the pipes both for smooth and corrugated piping as a function of the diameter. Additionally, the fluid temperature, the slope of the pipes and the type of fittings were varied and their impact assessed. Concerning the draining phase, despite its importance for the safety of the system, only few studies have so far focused on this process. In an early investigation, Kutscher et al. (1984) carried out experiments to determine the range of pipe

diameters with a single open-end which would prevent the draining. The results indicated that pipes with an inner diameter lower than 1.4 cm might retain a standing water column due to the surface tension of water and thus hamper the draining. Nevertheless, this situation only applies to cases where reverse flow, i.e. opposite to circulation, is not possible in the solar collector loop, because of the use of a positive displacement pump for instance. In most drainback systems, siphon draining can occur. In order to initiate the draining, air might be able to penetrate inside the solar collector loop. Botpaev et al. (2016) summarized different technical solutions proposed in the literature for this purpose. An air gap between the end of the flow pipe and the water surface in the drainback tank or water storage, as exemplified in Figure 1 (left) is a simple way of achieving air entrance. To avoid noises and bubble formation due to falling water during operation, most authors prefer ending the flow pipe immersed below the water surface. In this configuration, air penetration might be enabled with one or several hole(s) drilled in the flow pipe above the water surface. The hole might be closed with a motor valve or a check valve in some configurations. A last set of configurations consists in locating the air inlet at the apex of the solar collector loop. In this case, no siphon is present and the draining occurs as a «two columns draining», part of the fluid emptying through the flow pipe, part through the return pipe.

Beyond technical solutions to fulfil the draining, Botpaev et al. (2015, 2014) experimentally analyzed in their studies the draining process and notably the impact of different pump configurations on its course. Nonetheless, no systematic investigation of the parameters impacting siphon draining as well as no theoretical study was found in the literature. The present work aims at filling this gap. The theoretical background necessary to describe siphon draining is in a first step presented as well as the dimensional analysis method which is later used to model the impact of the relevant physical parameters on the draining time. The different experimental set-ups are then presented and the individual impact of the main considered parameters – piping diameter, type of fluid, piping length, drained volume of the circuit and singular pressure losses – is determined with the experiments. Finally, the methodology for deriving an empirical correlation describing the draining time over the range of the studied parameters is developed using dimensional analysis. The assessment of the draining time might be useful to optimize the control strategy of drainback systems, such as the minimum latency time separating a draining from the next filling, or in order to define the appropriate time step in numerical simulations.

2. Theoretical approach

2.1. Principles of fluid mechanics

The theoretical equations of fluid mechanics describing siphon draining are presented hereafter. On the one hand, the basic siphon draining phenomena of tank draining, shown in Figure 1 (right), is presented. It can be considered stationary as the cross-sectional area of the tank is supposed to be large enough compared to the tube section. This ensures that the falling height of the fluid h_g , used in the calculation of the gravitational potential energy, as well as the total head loss h_L , remain constant, keeping a constant draining velocity. On the other hand, the siphon draining phenomenon that appears in drainback solar thermal systems presents a

transient draining flow rate as highlighted in Botpaev et al. (2015). As the circuit empties, h_g changes with time, as shown in Figure 1 (left). During siphon draining, part of the fluid column breaks and falls by gravity into the tank while the majority of the column drains in the opposite direction to the fluid circulation during the operation mode. Kutscher et al. (1984) experimentally demonstrated that it was not possible to achieve stable meniscus with pipe diameter above 16 mm, suggesting that the piping size plays a role in the fluid volume that «falls». Botpaev (2017) observed that the falling fluid volume is impossible to predict as stochastic phenomena are involved. Although two-phase flow appears when air enters the tube, the transient approach presented in this section is simplified and considers a perfect interface between the liquid and the air, without including two-phase flow equations (Dukler and Taitel, 1986; Taitel et al., 1978). The «falling» fluid column is hence neglected in the theoretical approach hereafter.

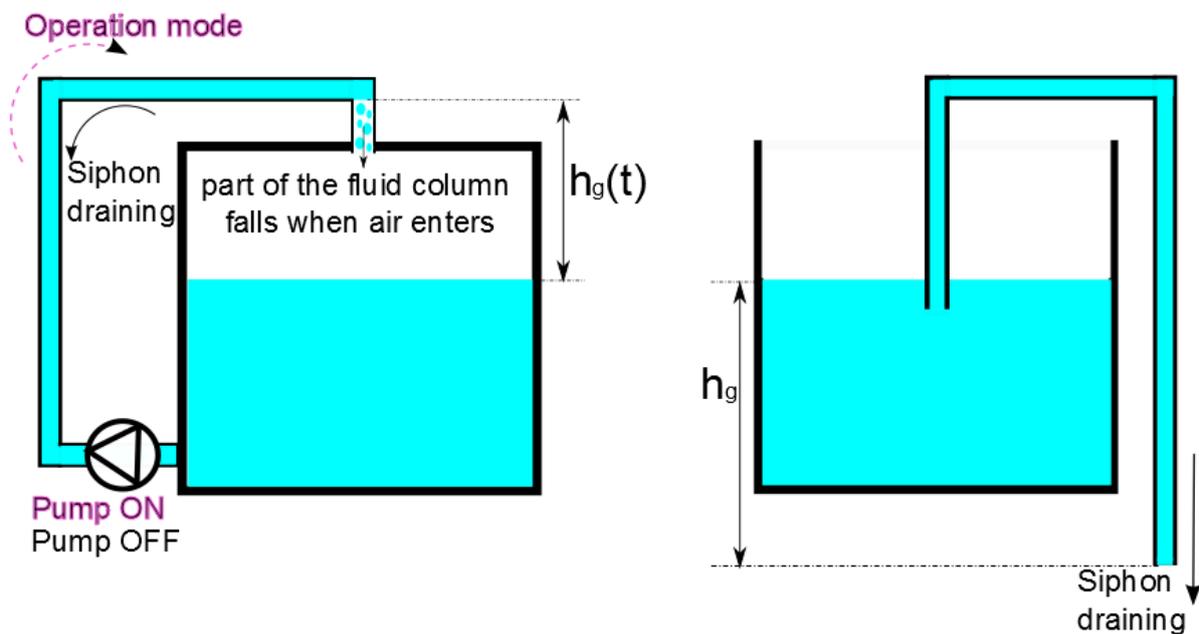


Figure 1. Simplified schema of the siphon draining phenomena appearing in drainback solar thermal systems (left) or in a typical case of tank draining through siphon (right).

a) Stationary siphon

As stated by Potter and Barnes (1971), the cross-sectional average fluid velocity v (m/s) in a siphon phenomenon in stationary conditions is given by equation 1, obtained from the conservation of momentum equation.

$$v^2 = 2g(h_g - h_L) \quad (1)$$

Equation 1 shows that the fluid velocity in a siphon depends on the gravitational potential energy given by the falling height h_g (m) of the fluid as well as on the total pressure losses h_L (m). The total head loss is the sum of all friction losses h_f and local losses h_s due to singularities in the circuit. Equation 2 describes the friction losses h_f (m) following Darcy's expression.

$$h_f = f \frac{L v^2}{d 2g} \quad (2)$$

L (m) is the length and d (m) is the diameter of the piping. f represents the dimensionless friction factor and depends on the roughness of the pipe. For smooth pipes, it can be calculated with equation 3. Re represents the Reynolds number, which includes the impact of the diameter d (m), the velocity v (m/s) and the properties of the fluid: density ρ (kg/m³) and viscosity μ (Pa·s).

$$\begin{cases} f = \frac{64}{Re} & (Re < 2300) \\ f = 0.3164 \cdot Re^{-\frac{1}{4}} & (3000 < Re < 10^5) \end{cases} \quad (3)$$

Equation 4 describes the head loss caused by singularities h_s (m), where k_i is the dimensionless local pressure loss coefficient of the i^{th} singularity.

$$h_s = \sum_{i=1}^n k_i \frac{v^2}{2g} \quad (4)$$

Following the continuity equation for liquids with constant density, it is possible to link the velocity v (m/s) and the flow rate Q (m³/s) with equation 5, where A (m²) is the cross-sectional area normal to the fluid flow (Douglas, 2005). Due to its continuity property, the flow rate will be considered rather than the velocity for the analysis, as the cross-section might suddenly change due to fittings and valves.

$$Q = vA \quad (5)$$

The stationary approach is useful for understanding the main phenomena involved in the draining process but does not describe the studied problem accurately.

b) Transient siphon

Equation 1 defines a constant velocity for the siphon draining. Nevertheless, the tests carried out by Botpaev et al. (2014) for DBS show that the draining flow rate is time-dependent and varies until the entire piping empties. Consequently, a stationary equation is not appropriate for describing the draining process in DBS and a transient form should be used instead (equation 6).

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + gh \right) = \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\Delta P_t}{\rho} \right) \quad (6)$$

Equation 6 derives from the conservation of momentum formula for incompressible fluids flowing through a pipe portion with constant circular cross-section (Crespo Martínez, 2006), where l is the streamline coordinate. The involved variables in the left part of the equation are the velocity of the fluid v (m/s), the time t (s), the pressure p (Pa), the fluid density ρ (kg/m³), the acceleration of gravity g (m/s²) and the height of the fluid h (m) linked to the potential energy. The right part represents the variation of the total pressure loss ΔP_t (Pa). The equation can be integrated between the points A and B in Figure 2, resulting in equation 7. Figure 2 also presents the falling height of the fluid h_g for the represented position of the siphon, H being the maximum h_g of the circuit.

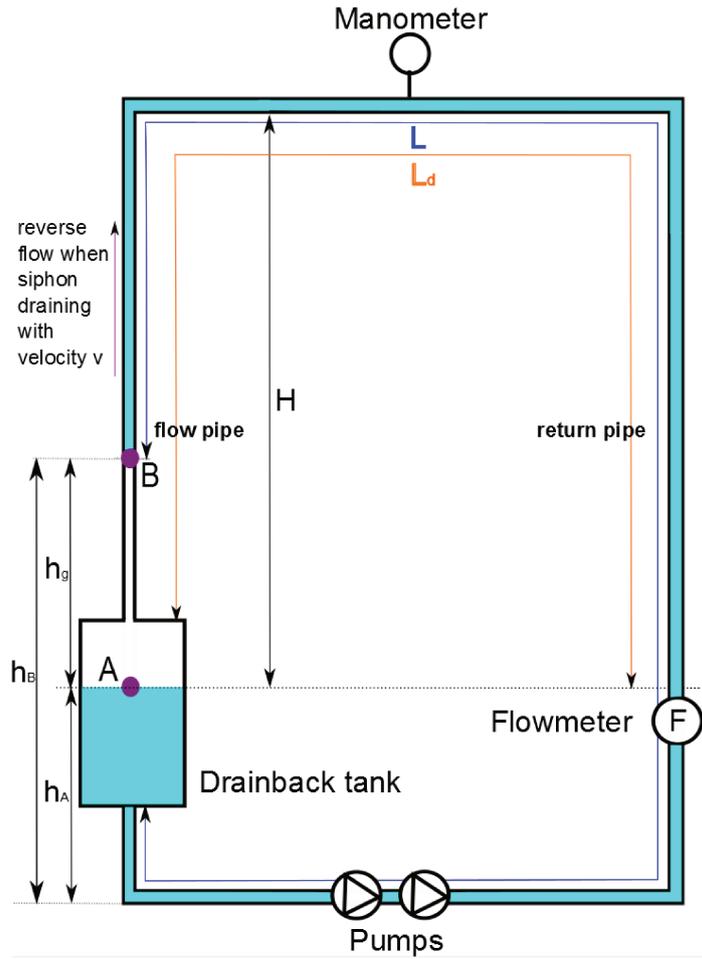


Figure 2. Simplified hydraulic scheme of the investigated drainback system for solving the transient conservation equation during siphon draining in a random position.

$$L \frac{\partial v}{\partial t} + \left(\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + gh \right)_A - \left(\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + gh \right)_B = -L \frac{fv^2}{2d} - \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n k_i v^2 \quad (7)$$

In Figure 2, both points, A and B, are at atmospheric pressure. The point B moves with a velocity v varying with time and the velocity of point A is neglected in the calculation as it is very small compared to the velocity of B. The heights of the points A (h_A) and B (h_B) are represented in Figure 2 and vary with time too. The length of the wet piping L is also depicted in Figure 2 and varies with time as point B moves. It is additionally considered that the fluid column does not break and the entire fluid volume contained in the piping drains in only one direction. Under these assumptions, equations 5 and 8 can be solved for obtaining the theoretical draining flow rate.

$$L(t) \frac{\partial v(t)}{\partial t} + g(h_A(t) - h_B(t)) + \left(f \frac{L(t)}{d} + \sum_{i=1}^n k_i - 1 \right) \frac{v(t)^2}{2} = 0 \quad (8)$$

The experiments carried out during this work, as they are detailed in section 3.3, show that the transient equations cannot either describe all the phenomenon actually taking place during the draining. For these reasons, dimensional analysis is intended to accurately describe the draining process in a less complex way.

2.2. Dimensional analysis

The use of the transient equations of fluid mechanics requires a detailed knowledge of the geometry of the installation and they do not take into account two-phase flow or stochastic events when describing siphon draining. Consequently, dimensional analysis is aimed to provide a functional relationship between the most important variables of the process in order to simplify the study of the draining. Dimensional analysis consists, in a first step, in identifying the independent physical variables having an impact on the studied process. These variables are then appropriately grouped together to obtain dimensionless groups. Finally, theoretical or experimental work is needed in order to find the relationship between the formed dimensionless groups (Hughes, 1993). Regarding the equations of fluid mechanics and the results of the experiments described hereinafter, the variables considered as having an impact on the draining process, are listed in Table 1. The pipe length which drains L_d represents the piping over the tank level.

Parameter	Abbreviation	Unit
Total length of the circuit	L_T	m
Pipe diameter	d	m
Fluid density	ρ	kg/m ³
Fluid dynamic viscosity	μ	kg/(m ² ·s)
Maximal falling height of the fluid	H	m
Total local pressure loss coefficient of singularities	K	-
Pipe length which drains	L_d	m
Draining time	t_d	s
Acceleration of gravity	g	m/s ²

Table 1. Independent variables impacting the draining process and considered for the dimensional analysis.

The dimensionless groups can be obtained following the Buckingham Pi theorem (Hughes, 1993), which states that the number of dimensionless groups that participate in the process is the number of independent variables minus the number of main dimensions that appear in the problem. In this case, the main dimensions in table 1 are mass, length and time. As there are nine independent variables, the number of dimensionless groups is six. The next step consists in choosing the three independent variables that represent the three main dimensions. These are called the main variables and they should be grouped with the other independent variables in order to form the dimensionless groups. Regarding the important dimensionless numbers in fluids mechanics and the experimental results described in the next sections, the chosen main variables are the density ρ , the acceleration of gravity g and the maximal falling height of the siphon H . The resulting dimensionless groups π_i ($i \in [0,5]$) are presented in expression 9. Finally, a functional relationship can be set between the dimensionless groups. Although different models are possible, one classical approach for fluid mechanics as well as heat transfer is a power law function (Sanchez et al., 2017). Following this hypothesis and considering the time group (π_0) as the unknown variable, the form of the aimed expression is shown in equation 10.

$$\pi_0 = t_d \sqrt{\frac{g}{H}} \quad \pi_1 = \frac{L_T}{H} \quad \pi_2 = \frac{d}{H} \quad \pi_3 = \frac{\mu}{\rho \sqrt{gH^3}} \quad \pi_4 = K \quad \pi_5 = \frac{L_d}{H} \quad (9)$$

$$\pi_0 = \alpha \pi_1^a \pi_2^b \pi_3^c \pi_4^d \pi_5^f \quad (10)$$

As mentioned before, the theoretical equations of fluids mechanics cannot properly describe the siphon process. Thus, experimental investigations are necessary in order to determine the parameter α and the a, b, c, d, f exponents. These are described in the next section.

3. Experimental approach

3.1. Set-up description

For studying the chosen parameters in Table 1, the test rig described by Botpaev et al. (2014) is used and modified. When additional loops are needed, as shown in Figure 3 (left) with the dotted lines, they are installed so that water pockets are avoided when draining. The experimental set-up includes the following components:

- Piping. The pipes are made out of transparent PVC so that the flow path can be observed. Three internal diameters are tested: 7 mm, 10 mm and 16 mm.
- Drainback tank. The tank is made of transparent Plexiglas. It has a cylindrical shape. Its height is 650 mm and its capacity is 43 liters.
- Pump group. Two configurations are tested to enable the forced circulation of the solar fluid in the drainback loop. The first one consists in two identical pumps (UPS Solar 15-80) in series, thus doubling the manometric head compared to a single pump. A single larger pump (UPS Solar 25-120) is used in the second configuration.
- Flowmeter. A magnetic-inductive flow meter ABB Process Master 311 is used. As explained in Botpaev et al. (2014), this type of flow meter is suitable for drainback systems as it does not disturb draining and can measure the fluid flow rate in both directions. Its accuracy is 0.4% of the measured value.
- Measurements acquisition. The data acquisition system Agilent 34970A is used. The time step for data acquisition is 0.3 seconds.
- Valve. The valve Hycocon VZ (DN 15) is placed in the upper part of the circuit in order to modify the local pressure losses. Other valves are also installed in the circuit to isolate the tank or to change the pump configuration in the pump group but they are not presented here since their impact is neither modified nor analyzed during the experiments.

The valve, the drainback tank, the flowmeter and the pump group are shown in the right part of Figure 3.

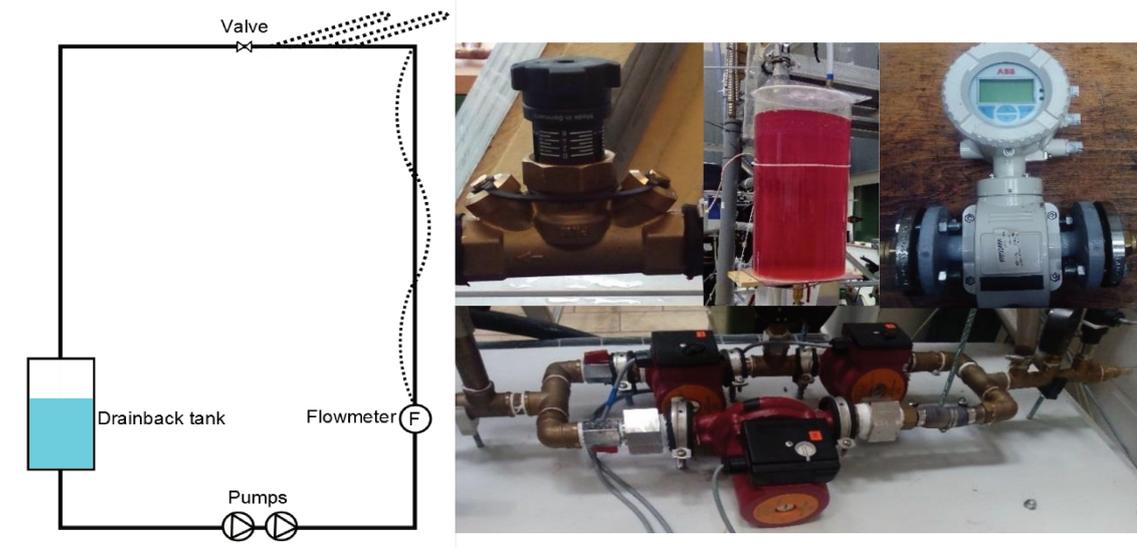


Figure 3. Scheme of the experimental set-up for parametric and dimensional analysis (left). Main components of the facility (right): Hycocon valve, drainback tank, flowmeter and pump group.

3.2. Pressure loss characterization of the main components

Since the pressure loss of the pump group during reverse flow (e.g. during siphon draining) is not given in the technical data sheet, it needs to be measured. For the same reason, the pressure loss of the valve Hycocon VZ in reverse direction is also obtained experimentally. As discussed before, the pump group has two parallel lines. The tests consider the cases where the fluid flows through the line with one pump and two pumps in series as well as through both lines working in parallel. The pressure loss of the components is measured in a separate banc conceived for this purpose, containing two different flowmeters in order to be able to measure the whole studied range of flow rate. The water flow rate is measured with a flowmeter Grundfos Direct Sensor VFS up to 12 l/min and then, for higher flow rates, a flowmeter Heinrichs UMF2 is used, the latter having a relative accuracy about ten times higher than the former. The differential pressure transmitter Vegadif 65 measures the pressure loss. The experimental results of the pump group and the valve Hycocon are compared to the theoretical pressure loss of a straight pipe and an elbow in order to rank the impact of each element on the total pressure loss of the circuit. The expression to calculate a linear pressure loss is given by equation 2. It is calculated for a 1-meter long pipe. The friction factor f is calculated according to equation 3. A singular pressure loss can be calculated with equation 4. For the case of a 180° bend with a ratio $r/d = 1$ (radius of curvature divided by the pipe diameter), $k = 0.294$ (Idel'cik, 1969). The calculations for both the linear pressure loss and the bend were made considering a pipe with an internal diameter of 10 mm. Figure 4 shows the measured pressure loss of the pump group and the Hycocon valve as well as the calculated losses in a 1-meter long pipe and a bend as a function of the water flow rate, including the uncertainties of the sensors in the graph. As the flowmeter Heinrichs UMF2 and the differential pressure transmitter Vegadif 65 have a high accuracy, their uncertainties cannot be appreciated in Figure 4. On the contrary, the uncertainties of the flowmeter Grundfos are observed in Figure 4. The results show that the pressure loss caused by a straight pipe of 1 m-length or a singularity in the geometry as a bend is from 100 to 1000 times (depending on the flow rate)

smaller than the pressure loss of the pump group or the open valve. Regarding the pump group, the difference between the pressure loss of each line alone or both working in parallel is also to be noticed. The graph shows that the principal elements impacting the draining are the pump group and the valves in the circuit.

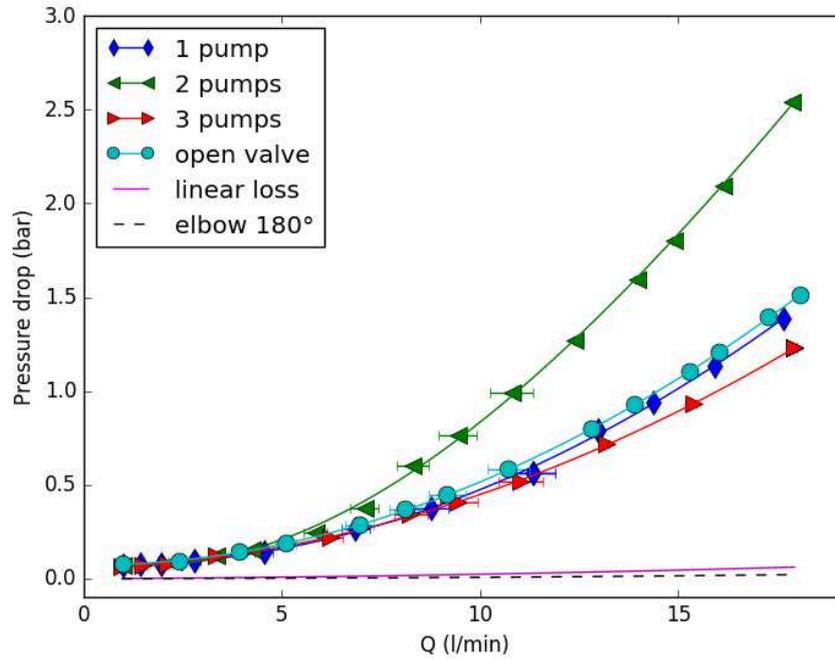


Figure 4. Measured pressure loss vs. flow rate of the pump group and the Hycocon valve totally open compared to the calculated pressure loss of a linear and a singular element.

Considering equation 4, it is possible to obtain the k-value of the valve and the pump group from the experimental pressure loss when the fluid is flowing in the reverse direction. The resulting expression to calculate the singular pressure loss coefficient k is shown in equation 11, where β (kg/m^7) is the slope of the linear curve that represents the experimentally measured pressure loss Δp_{exp} (Pa) as a function of the square of the measured fluid flow rate Q_{exp} (m^3/s).

$$k = \frac{\beta \pi^2 d^4}{8\rho}, \text{ with } \beta = \frac{\Delta p_{exp}}{Q_{exp}^2} \quad (11)$$

Equation 11 shows that the coefficient k depends on the pipe diameter d. Table 2 shows the calculated k-value of the different elements for the pipe diameters considered in the experiments.

d (mm)	k 1 pump	k 2 pumps	k 3 pumps	k totally open valve	k almost open valve	k almost closed valve
7	4.5	8.5	4.0	4.7	5.0	7.7
10	18.7	35.3	16.5	19.6	21.0	32.1
16	122.9	231.1	108.2	128.7	137.5	210.6

Table 2. Singular pressure loss coefficient k of the Hycocon valve in reverse flow direction for different opening positions as well as of the pump group in the three tested configurations, considering the experimental pipe diameters.

3.3. Transient model vs. experimental data

Hereafter, equation 8 is solved using the implicit finite differences method with a time step of 0.001 s. Different cases are represented supposing that the fluid column does not break and all the fluid contained in the vertical flow pipe connected to the upper part of the tank, as shown in Figure 2, drains by siphon (100%) or that the fluid column breaks and only 2/3 or 1/3 of the volume contained in the vertical flow pipe drains by siphon (66% and 33% respectively in Figure 5). It is compared to the data from an experimental set-up, similar to Figure 2, presenting the following characteristics:

- Total length of the piping $L_T = 15.35$ m
- $h_A = 3.8$ m (supposed constant)
- Maximal $h_B = 6.8$ m
- Diameter of the piping = 10 mm
- Fluid = water at ambient temperature

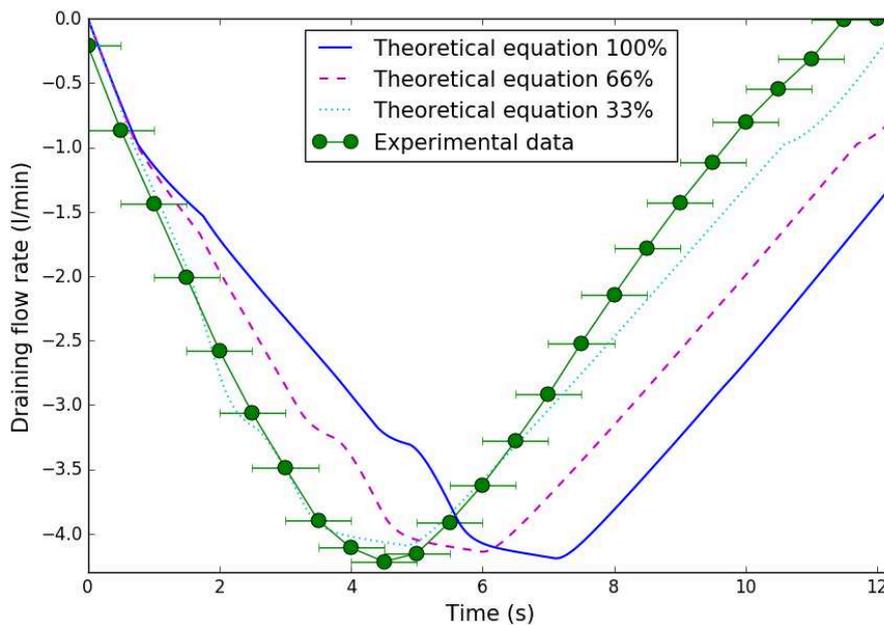


Figure 5. Theoretical draining flow rate, calculated with equation 8 for different cases where the vertical flow column pipe breaks and experimental draining flow rate for a test ring with $L_T = 15.35$ m and $d = 10$ mm using water.

The results are shown in Figure 5. The curves present the same dynamics but the theoretical curves overestimate the draining time. The maximal flow rate is almost the same for all the curves as the modeled geometry (height and length of the piping, singularities) is intended to be close to the test rig. As observed, the experimental behavior for the represented case is close to the numerical model when only 33% of the volume contained in the vertical pipe drains by siphon and 66% falls directly into the tank. Then, the differences between equation 8 and the experimental data can be partly explained by the fact that a part of the water column breaks, forming a two-phase flow, and falls into the tank without forming a siphon. This phenomenon is, in part, stochastic (Botpaev, 2017) and is not considered in equation 8. Furthermore, the geometry of the entire piping must be described precisely for a proper modeling, which is very difficult for real installations.

3.4. Parametric analysis

In order to study the influence of the parameters in Table 1, their values are modified in different experiments. Only one variable is varied in each test while the others are held constant in order to observe the impact of each one independently of the other variables. Each experiment is carried out three times to check repeatability. Once repeatability is respected, only one curve is used for the parametric analysis. The uncertainties of the measuring instruments are represented in each case.

a) Variation of the diameter

The three studied internal diameters are: 7, 10 and 16 mm. The values of the other variables are shown in Table 3.

L_T (m)	H (m)	Fluid	L_d (m)	K
10	3.1	Water	7.3	2 pumps + totally open valve Hycocon

Table 3. Fixed values of the other variables when varying the inner diameter.

Figure 6 shows the flow rate evolution for each diameter. The graph shows that for a bigger diameter, the reached flow rate is higher since the friction losses decrease with increasing diameter (equation 2). As the drained length of the pipe is kept constant for the three diameters, the pipe with the largest diameter needs more time to be emptied as there is more volume to drain (1.16 l for $d=16$ mm, 0.45 l for $d=10$ mm and 0.22 l for $d=7$ mm). Nevertheless, it can be observed that the draining curve of the smaller diameter (7 mm) does not follow the trend of the other two diameters as the total draining time is higher than for the 10 mm piping.

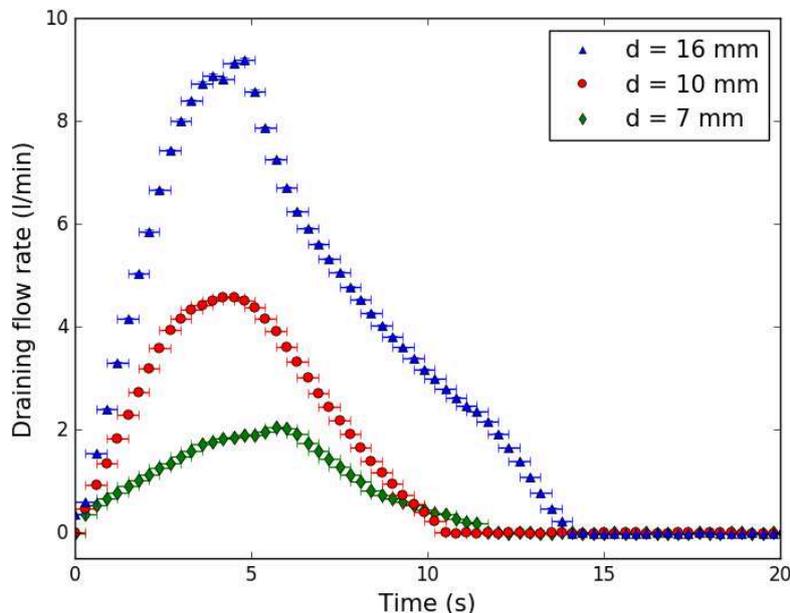


Figure 6. Experiments: Evolution of the draining flow rate for different pipe diameters.

b) Variation of the total length of the circuit

For varying the total length of the circuit L_T , it is necessary to slightly modify the geometry as shown with the dotted line in Figure 3 (left). The additional pressure losses of the bends are negligible regarding the pressure loss of other components as the pump group or the valves, as shown in Figure 4. Two lengths, 10 and 12 m, are compared while keeping the other variables constant. The value of the other parameters is shown in Table 4.

d (mm)	H (m)	Fluid	L_d (m)	K
10	3.1	Water	7.3	2 pumps + totally open valve Hycocn

Table 4. Fixed values of the other variables when varying the total length of the circuit.

Figure 7 shows the results. As predicted by equation 2, when increasing the total length, the friction losses get more important, which increases the draining time for the same drained volume.

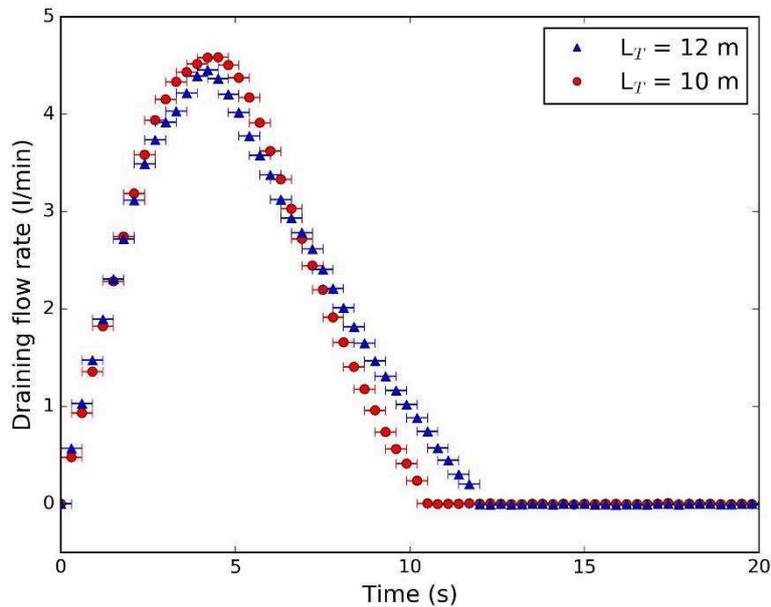


Figure 7. Experiments: Evolution of the draining flow rate for different lengths of the circuit with a pipe diameter of 10 mm.

c) Water and glycol mixture comparison

The two fluids typically used in solar thermal systems are compared: water and a mixture of water and glycol, varying density and viscosity of the studied fluid. Glycol refers to a propylene glycol-water mixture from Tyfocor, with a water volume concentration between 55 and 58 % that can protect the fluid from freezing up to -28 °C. The different behavior between both fluids is shown in Figure 8. Table 5 contains the value of the other parameters for the different experiments.

L_T (m)	d (mm)	H (m)	L_d (m)	K
10	16 / 10 / 7	3.1	7.3	2 pumps + totally open valve Hycocn

Table 5. Values of the other variables when varying the fluid.

Figure 8 shows that the differences between the glycol/water mixture and the water change depending on the diameter. In the left part, it is observed that, for the biggest diameter of 16 mm, the time for draining is the same for both fluids. Nevertheless, the drained volume of the glycol/water mixture is in relative terms lower, compared to water only, than for the other diameters (Figure 8 right). This can be explained by the fact that glycol is more viscous than water and remains stuck to the walls, resulting in a mixture of glycol/water and air. Consequently, the glycol/water mixture would take more time to drain than water but the flowmeter cannot assure the measurements at the end of the process as the flow is too low to be measured. Indeed, for smaller diameters, the time for draining is longer for the glycol mixture and the relative drained volume of the mixture is closer to the water drained volume. The relative drained volume shown in the right part of Figure 8 is calculated according to the experimentally drained water volume after the entire loop is emptied. It respectively amounts to 1.16 l, 0.45 l and 0.22 l for the 16 mm, 10 mm and 7 mm piping. Finally, in both graphs, it can be observed that the experiments with the 7 mm diameter pipe present a different trend compared to the other diameters.

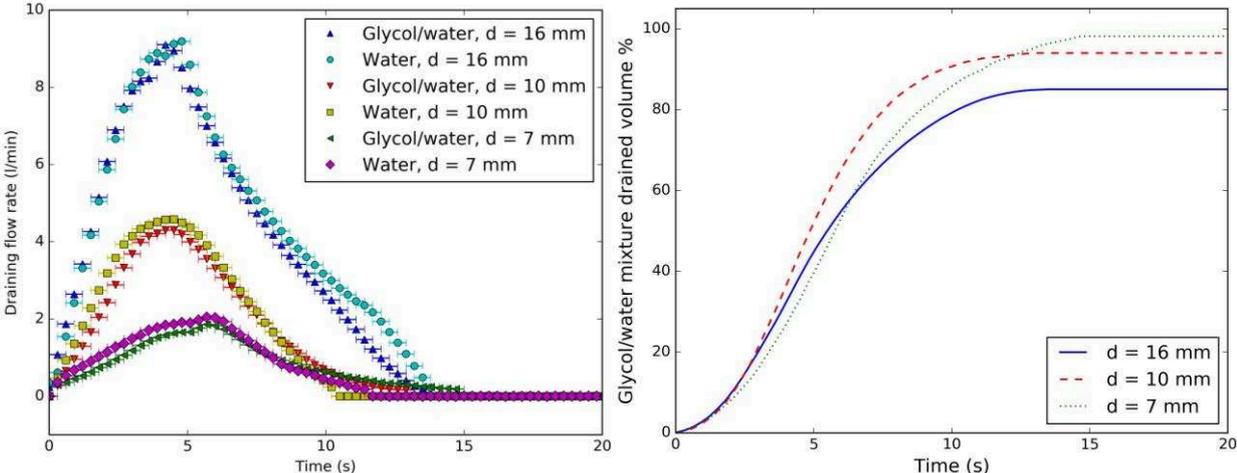


Figure 8. Experiments: Draining flow rate of the glycol/water mixture as well as of the water for different circuit diameters (left) and relative drained volume of the glycol/water mixture regarding the total drained water volume for different diameters (right).

d) Variation of the total singular pressure loss coefficient

The coefficient of singular pressure loss K is modified when adjusting the opening of the valve Hycocoon VZ. This coefficient K also depends on the pump group and other singularities of the circuit geometry as discussed in the previous section. Decreasing the singular pressure losses means that the velocity increases and so the flow rate does (equations 1 and 5). The tests consist in varying the opening of the valve as well as the configuration of the pump group. Table 6 shows the value of the other parameters in the studied circuit.

L_T (m)	d (mm)	H (m)	Fluid	L_d (m)
10	10	3.1	Water	7.3

Table 6. Fixed values of the other variables when varying the singular pressure losses.

Figure 9 shows, as expected, that increasing the singular pressure losses (the coefficient k of the singularities is obtained from Table 2), decreases the maximal flow rate and increases the draining time.

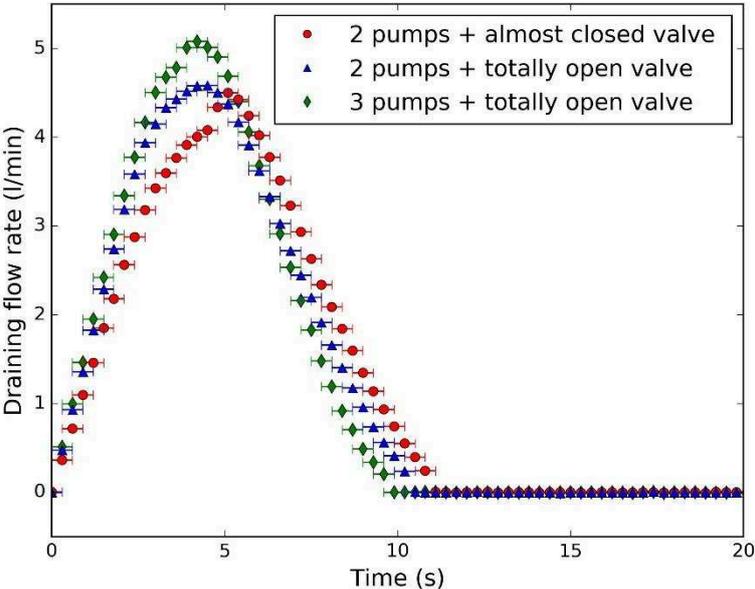


Figure 9. Experiments: Evolution of the draining flow rate for different coefficients of singular pressure losses.

e) Variation of the drained volume

The drained volume V (m^3) is modified by changing the length of pipe L_d (m) above the tank level. Figure 10 shows the results when modifying the drained volume and Table 7 shows the value of the remaining variables.

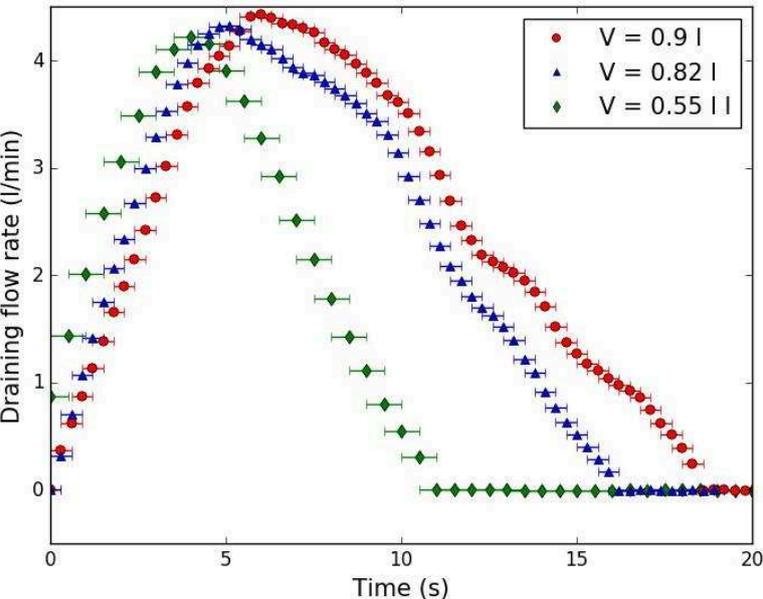


Figure 10. Experiments: Evolution of the draining flow rate for different drained volumes.

The maximum draining flow rate is almost the same in the three cases. Variations might appear because the circuit geometry is slightly modified in order to keep the parameters of Table 7 constant. As expected, the draining time increases as the volume to drain increases.

L_T (m)	d (mm)	H (m)	Fluid	K
15	10	3.1	Water	2 pumps + totally open valve Hycocon

Table 7. Fixed values of the other variables when varying the drained volume.

f) Discussion

As discussed in section 2, the head losses as well as the falling height of the fluid modify the course of the draining. Consequently, the parameters that influence the head losses as the diameter, the length of the pipe or the singular pressure losses increase the draining flow rate if the total head losses are decreased and vice versa. For a higher flow rate, the time for draining is logically smaller for the same drained volume. If the volume to drain is increased, the time for draining also increases when keeping the other parameters constant, as expected. Finally, the difference between the glycol/water mixture and water does not only depend on the pressure loss that they cause, but also on different behaviors of the fluids when they flow and remain stuck to the wall surface during draining. Although this phenomenon depends on the pipe diameter, the trend shows that glycol drains more slowly as it is more viscous.

4. Dimensional approach

As discussed in section 3.3, the equations of fluid mechanics are not sufficient to describe the siphon draining phenomenon accurately. Consequently, the dimensionless expression defined in section 2 (equation 10), intending to simplify the analytical approach to siphon draining, needs to be fit with experimental data. The process is shown below.

4.1. Methodology

Table 8 presents the experimental values that are used to fit equation 10. The first twelve points are used for the calibration and the other points aim at validating the fitted coefficients α, a, b, c, d, f . The experimental plan consists in varying each dimensionless group π_i independently of the other dimensionless variables, as recommended by Hughes (1993), three times. This number is based on preliminary numerical studies with equation 8. Regarding π_4 , the dimensionless variable that represents the singular pressure losses through the coefficient K, equation 11 shows that it depends on the pipe diameter for a given singularity. Consequently, it was chosen to keep the singularities constant (β in equation 11) instead of the K-value for practical as well as physical reasons. Then, another option for equation 10 could be considering the dimensionless variable formed with the parameter β instead of using the K-value of singularities.

For this study, different sources of uncertainties are taken into account. The uncertainties of the lengths L_T and L_d , as well as the height H are estimated from the measuring and installation processes. The uncertainties on the fluid properties depend on the temperature variations. As the value of the singular pressure loss coefficient k was obtained for water in section 3.2, the estimation for glycol is derived using expressions from literature (Wagner, 2001). The example of a bend of 90° is taken and its k is calculated for water as well as for the glycol/water mixture for different bend radius. The k for the glycol/water mixture is 1.5 times bigger than the

k for water in the different cases and so it is in Table 8. The uncertainty of K is obtained regarding the number of bends, increasing as the number of loops increases. As the experiments are repeated three times under the same conditions, the uncertainty on the measurement time (t) can be obtained from the standard deviation over the mean value of the three tests as stated in literature (Taylor, 1997), adding the time step uncertainty by propagation. Regarding the previous values, the uncertainties on the non-dimensional numbers can be obtained by propagation too. The considered relative uncertainties are shown in Table 8.

	L_r (m)	d (m)	H (m)	Fluid	ρ (kg/m ³)	μ (Pa·s)	K	L_d (m)	t (s)	π_0	π_1	π_2	π_3	π_4	π_5	
Fitting	1	10.0 ±0.1	0.016 ±0.06	3.10	Water	996±1	8.65·10 ⁻⁴ ±0.01·10 ⁻⁴	360 ±2	7.3 ±0.1	13.7 ±0.3	24.4 ±0.5	3.22 ±0.10	5.16·10 ⁻³ ±0.10·10 ⁻³	5.08·10 ⁻⁸ ±0.16·10 ⁻⁸	360 ±2	2.35 ±0.07
	2	10.0 ±0.1	0.016 ±0.06	3.10	Water	996±1	8.70·10 ⁻⁴ ±0.01·10 ⁻⁴	368 ±2	7.3 ±0.1	13.9 ±0.3	24.8 ±0.5	3.22 ±0.10	5.16·10 ⁻³ ±0.10·10 ⁻³	5.11·10 ⁻⁸ ±0.17·10 ⁻⁸	368 ±2	2.35 ±0.07
	3	10.0 ±0.1	0.016 ±0.06	3.10	Water	996±1	8.70·10 ⁻⁴ ±0.01·10 ⁻⁴	441 ±2	7.3 ±0.1	14.8 ±0.3	26.3 ±0.5	3.22 ±0.10	5.16·10 ⁻³ ±0.10·10 ⁻³	5.11·10 ⁻⁸ ±0.17·10 ⁻⁸	441 ±2	2.35 ±0.07
	4	16.0 ±0.2	0.016 ±0.10	4.90	Water	996±1	9.02·10 ⁻⁴ ±0.01·10 ⁻⁴	360 ±2	11.8 ±0.1	20.1 ±0.3	28.4 ±0.5	3.26 ±0.10	3.26·10 ⁻³ ±0.06·10 ⁻³	2.66·10 ⁻⁸ ±0.09·10 ⁻⁸	360 ±2	2.42 ±0.07
	5	12 ±0.1	0.01 ±0.06	3.07	Water	997±1	9.00·10 ⁻⁴ ±0.01·10 ⁻⁴	55 ±2	7.3 ±0.1	11.6 ±0.3	20.7 ±0.5	3.91 ±0.12	3.26·10 ⁻³ ±0.06·10 ⁻³	5.36·10 ⁻⁸ ±0.17·10 ⁻⁸	55 ±2	2.38 ±0.07
	6	15 ±0.2	0.01 ±0.06	3.07	Water	997±1	9.00·10 ⁻⁴ ±0.01·10 ⁻⁴	55 ±2	10.5 ±0.1	15.8 ±0.3	28.3 ±0.5	4.89 ±0.15	3.26·10 ⁻³ ±0.06·10 ⁻³	5.36·10 ⁻⁸ ±0.17·10 ⁻⁸	55 ±2	3.42 ±0.10
	7	15 ±0.2	0.01 ±0.06	3.05	Water	997±1	8.96·10 ⁻⁴ ±0.01·10 ⁻⁴	55 ±2	11.6 ±0.1	18.4 ±0.3	33.0 ±0.6	4.92 ±0.15	3.28·10 ⁻³ ±0.06·10 ⁻³	5.39·10 ⁻⁸ ±0.17·10 ⁻⁸	55 ±2	3.79 ±0.11
	8	10.0 ±0.1	0.01 ±0.06	3.10	Water	997±1	8.98·10 ⁻⁴ ±0.01·10 ⁻⁴	55 ±2	7.3 ±0.1	10.3 ±0.3	18.3 ±0.4	3.22 ±0.10	3.23·10 ⁻³ ±0.06·10 ⁻³	5.27·10 ⁻⁸ ±0.17·10 ⁻⁸	55 ±2	2.35 ±0.07
	9	10.0 ±0.1	0.01 ±0.06	3.10	Water	997±1	8.96·10 ⁻⁴ ±0.01·10 ⁻⁴	36 ±2	7.3 ±0.1	9.5 ±0.3	16.9 ±0.4	3.22 ±0.10	3.23·10 ⁻³ ±0.06·10 ⁻³	5.26·10 ⁻⁸ ±0.17·10 ⁻⁸	36 ±2	2.35 ±0.07
	10	10.0 ±0.1	0.01 ±0.06	3.10	Glycol	1032±1	4.29·10 ⁻³ ±0.01·10 ⁻⁴	83 ±3	7.3 ±0.1	12.6 ±0.4	22.4 ±1.0	3.22 ±0.10	3.23·10 ⁻³ ±0.06·10 ⁻³	2.43·10 ⁻⁷ ±0.08·10 ⁻⁷	83 ±3	2.35 ±0.07
	11	10.0 ±0.1	0.007 ±0.06	3.10	Water	996±1	8.86·10 ⁻⁴ ±0.01·10 ⁻⁴	13 ±2	7.3 ±0.1	11.6 ±0.3	20.6 ±0.7	3.22 ±0.10	2.26·10 ⁻³ ±0.04·10 ⁻³	5.20·10 ⁻⁸ ±0.17·10 ⁻⁸	13 ±2	2.35 ±0.07
	12	15.3 ±0.2	0.01 ±0.06	3.00	Water	996±1	8.88·10 ⁻⁴ ±0.01·10 ⁻⁴	35 ±2	7 ±0.1	11.3 ±0.2	20.5 ±0.6	5.12 ±0.15	3.33·10 ⁻³ ±0.07·10 ⁻³	5.47·10 ⁻⁸ ±0.18·10 ⁻⁸	35 ±2	2.33 ±0.07
Validation	13	10.0 ±0.1	0.01 ±0.06	3.10	Water	997±1	8.98·10 ⁻⁴ ±0.01·10 ⁻⁴	56 ±2	7.3 ±0.1	10.8 ±0.4	19.2 ±0.6	3.22 ±0.10	3.23·10 ⁻³ ±0.06·10 ⁻³	5.27·10 ⁻⁸ ±0.17·10 ⁻⁸	56 ±2	2.35 ±0.07
	14	10.0 ±0.1	0.01 ±0.06	3.10	Water	997±1	8.98·10 ⁻⁴ ±0.01·10 ⁻⁴	67 ±2	7.3 ±0.1	10.9 ±0.3	19.4 ±0.6	3.22 ±0.10	3.23·10 ⁻³ ±0.06·10 ⁻³	5.27·10 ⁻⁸ ±0.17·10 ⁻⁸	67 ±2	2.35 ±0.07
	15	10.0 ±0.1	0.016 ±0.06	2.80	Water	997±1	8.99·10 ⁻⁴ ±0.01·10 ⁻⁴	360 ±36	7.1 ±0.1	14.2 ±0.6	26.5 ±0.7	3.57 ±0.11	5.71·10 ⁻³ ±0.11·10 ⁻³	6.14·10 ⁻⁸ ±0.20·10 ⁻⁸	360 ±36	2.53 ±0.08
	16	10.0 ±0.1	0.016 ±0.05	2.60	Water	997±1	9.02·10 ⁻⁴ ±0.01·10 ⁻⁴	360 ±36	6.9 ±0.1	14.5 ±0.7	28.2 ±1.3	3.85 ±0.15	6.15·10 ⁻³ ±0.12·10 ⁻³	6.88·10 ⁻⁸ ±0.22·10 ⁻⁸	360 ±36	2.65 ±0.08

Table 8. Experimental data with the considered absolute uncertainties for obtaining the coefficients α , a , b , c , d , f that fit equation 10.

4.2. Calibration

The fitted data is shown in Figure 11. First, equation 10 is calibrated with the least squares method and the Levenberg-Marquardt algorithm, using experiments 1-12 in Table 8 and, then, it was checked whether the predicted coefficients fit the validation data (experiments 13-16). The circled point of Figure 11 is far from the fitting line and corresponds to the 11th experiment with an inner diameter of 7 mm. It suggests that the test for the pipe with a diameter of 7 mm cannot be described with the equation used for the other diameters since its behavior differs

from the other diameters as observed in Figures 6 and 8. Omitting the previous point, Figure 12 is obtained. One can notice that the points fit properly equation 10.

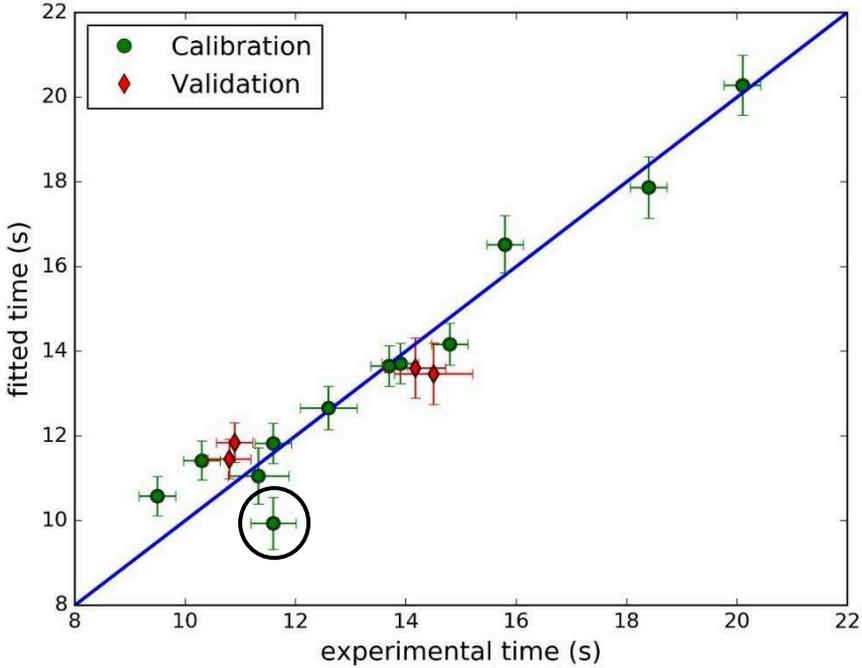


Figure 11. Comparison of the draining times, resulting from equation 10 fitted with the first 12 experiments described in table 8 and the measured draining time for all the points of table 8.

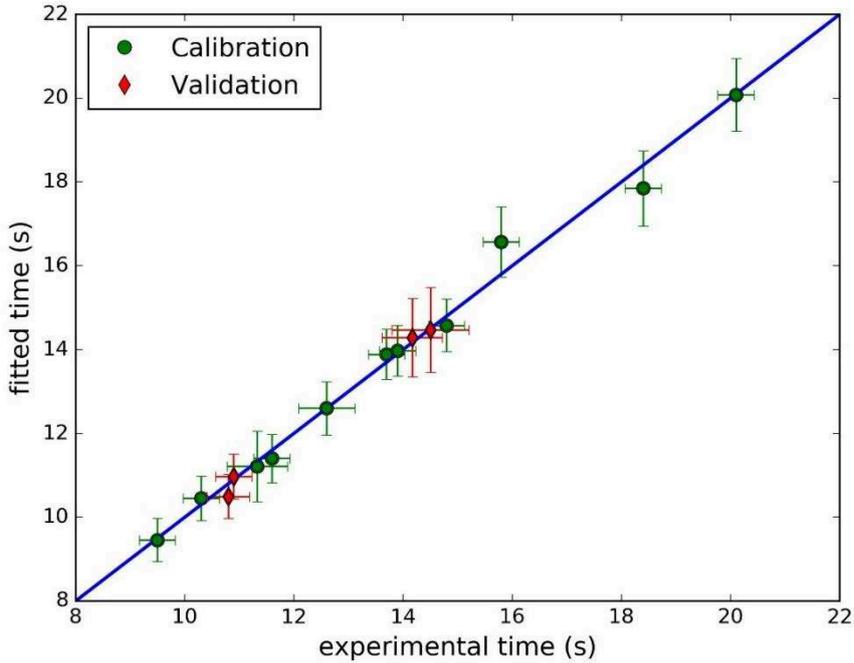


Figure 12. Comparison of the draining time resulting from equation 10 fitted with the first 11 experiments with 10 and 16 mm of diameter described in table 8 and the measured draining time for all the points of table 8 with 10 and 16 mm of diameter.

Table 9 shows the value of the fitted parameter α and the a, b, c, d, f exponents in equation 10, which are only valid for inner diameters between 10 and 16 mm, as well as the standard deviation predicted by the fitting method. As emphasized in the literature (Hughes, 1993), the

results are only valid in the covered range for each dimensionless group during experimentation.

α	a	b	c	d	f
0.90±0.50	0.45±0.12	-0.33±0.08	0.06±0.03	0.24±0.02	0.75±0.09

Table 9. Parameters with their standard deviation of equation 10 that fit experimental data in Table 8 with diameters 10 and 16 mm, regarding Figure 12.

When calibrating, the maximum deviation from the mean value for the predicted time is 5 %. Nevertheless, the standard deviations have the same order of magnitude as their associated parameters, meaning that additional experiments would be necessary for deriving a robust correlation.

5. Conclusions

Despite the importance of the draining phase for the safety of DBS, only experimental studies were found in the literature concerning this process, which means that a lack of analytical and numerical works exists. Thus, this paper studies the siphon draining phase in DBS using different approaches. Firstly, the equations of fluid mechanics are regarded in order to describe the process from a theoretical point of view. This approach shows that the draining velocity varies with time throughout the process and depends on the gravitational potential energy as well as the total head loss of the hydraulic loop. Nevertheless, this method needs a detailed description of the circuit and cannot take into account the stochastic phenomena that appear in siphon draining. A more accurate theoretical model might be expected if the equations of two-phase flow, appearing when the air enters into the piping when draining starts, were considered. Therefore, a dimensional analysis is carried out to provide an appropriate description of the transient siphon draining process based on experiments, avoiding complex equations. Apart from completing the dimensional approach, the experimental approach also provides an analysis of the impact of the studied parameters as the piping diameter, the type of fluid, the piping length, the drained volume of the circuit as well as the singular pressure losses on the draining flow rate. The experimental tests show that the variables that are linked to the total head loss of the fluid, including friction losses as well as singular pressure losses, impact the draining flow rate and, consequently, the draining time. Therefore, decreasing the inner diameter or increasing the length of the piping results in a higher friction loss and a lower draining flow rate. Raising the singular pressure losses also decreases the draining flow rate. Regarding the type of fluid, water and a propylene glycol mixture are studied. As a general rule, the latter is more viscous and remains partly stuck to the pipe walls, needing more time to drain. Nevertheless, the draining trend depends on the diameter (7, 10 and 16 mm are the studied inner diameters). In addition to the previous variables, dimensional analysis also considers the acceleration of gravity and the maximal falling height of the fluid in the circuit. The dimensional approach as it is presented in this work provides a methodology for deriving an empirical equation that links the main physical variables identified as influential for the siphon process by forming six dimensionless groups. The correlation can describe the draining time for piping with an inner diameter of 10 and 16 mm in the range covered by experiments.

The set of experiments carried out for this paper show that the dimensional analysis is a promising approach. With detailed information of the collector loop design, it would enable a fast characterization of the complex draining process. This knowledge might be useful to optimize the control strategy of DBS, such as the minimum latency time separating a draining from the next filling, or in order to properly define the appropriate time step in numerical simulations. Further experimental points are however needed to decrease the uncertainty of the presented results. A next step for future research is also to test the methodology in other drainback installations and extend the range of validity.

Acknowledgements

The authors would like to express their gratitude to the French agency «Conseil Savoie Mont Blanc» as well as to the French Government that supported the first author through the programme «Investissements d'avenir» with the reference ANR-10-ITE-0003. The authors equally appreciate the Marie-Curie Actions Initial Training Network research programme of the European Union (FP7), which supported the second author through the SolNet/SHINE project.

References

- Botpaev, R., 2017. Experimental investigations of water filled drainback systems. PhD Thesis. University of Kassel.
- Botpaev, R., Louvet, Y., Perers, B., Furbo, S., Vajen, K., 2016. Drainback solar thermal systems: A review. *Solar Energy, Special issue: Progress in Solar Energy* 128, 41–60. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2015.10.050>
- Botpaev, R., Louvet, Y., Vajen, K., 2015. Experimental investigation of the filling and draining processes of drainback systems (part 3). *Proceedings of the ISES Solar World Congress, Daegu, Korea.*
- Botpaev, R., Orozaliev, J., Vajen, K., 2014. Experimental Investigation of the Filling and Draining Processes of the Drainback System (Part 1). *Energy Procedia* 57, 2467–2476. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.10.256>
- Botpaev, R., Vajen, K., 2014. Drainback systems: market overview. 11 Internationale Konferenz für solares Heizen und Kühlen, Gleisdorf, Austria.
- Crespo Martínez, A., 2006. *Mecánica de fluidos*. Editorial Paraninfo.
- Davidson, J.H., Carlson, W.T., Duff, W.S., Schaefer, P.J., Beckman, W.A., Klein, S.A., 1993. Comparison of Experimental and Simulated Thermal Ratings of Drain-Back Solar Water Heaters. *J. Sol. Energy Eng* 115, 101–105. <https://doi.org/10.1115/1.2930026>
- Douglas, J.F., 2005. *Fluid Mechanics*. Pearson Education.
- Dukler, A.E., Taitel, Y., 1986. Flow Pattern Transitions in Gas-Liquid Systems: Measurement and Modeling, in: Hewitt, G.F., Delhay, J.M., Zuber, N. (Eds.), *Multiphase Science and Technology*. Springer Berlin Heidelberg, pp. 1–94. https://doi.org/10.1007/978-3-662-01657-2_1
- Frank, E., Mauthner, F., Fischer, S., 2014. Overheating prevention and stagnation handling in solar process heat applications. IEA SHC Task 49 - Solar Process Heat for Production and Advanced Applications. Institut für Solartechnik SPF, Rapperswil, Switzerland.
- Gašpar, G., Michalčonok, G., 2016. Proposal and simulation of control system for solar domestic water heating with drain-back, in: 2016 IEEE 20th Jubilee International Conference on Intelligent Engineering Systems (INES). Presented at the 2016 IEEE 20th Jubilee International Conference on Intelligent Engineering Systems (INES), pp. 141–146. <https://doi.org/10.1109/INES.2016.7555108>
- Hughes, S.A., 1993. *Physical Models and Laboratory Techniques in Coastal Engineering*. World Scientific.

- Idel'cik, I.E., 1969. Mémento des pertes de charge, coefficients de pertes de charge singulières et de pertes de charge par frottement. Eyrolles.
- Kaiser, A., Fink, C., Hausner, R., Altenburger, F., Buchinger, R., Riva, R., Schubert, M., 2013. Selbstentleerende Kollektorsysteme zur Vermeidung von Stagnationsproblemen in großen solarthermischen Anlagen. Presented at the 23. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Germany.
- Kutscher, C., Davenport, R., Farrington, R., Jorgensen, G., Lewandowski, A., Vineyard, C., 1984. Low-Cost Collectors/Systems Development Progress Report (No. SERI/RR-253-1750). Solar Energy Research Inst., Golden, CO (USA).
- Mikkelsen, S.E., 1988. Projektering af større Solfangeranlaeg - Systemudformninger og diagrammer til beregning af ydelse og tab. (No. Report 194). Thermal Insulation Laboratory, Technical University of Denmark, Lyngby, Denmark.
- Mugnier, D., Casals, L., Siré, R., Denn, A.L., 2011. Drainback systems as an efficient and safe solution for solar DHW installations: practical experience. Proceedings of the ISES Solar World Congress 2011, Kassel, Germany. 621–632.
- Potter, A., Barnes, F.H., 1971. The siphon. Phys. Educ. 6, 362. <https://doi.org/10.1088/0031-9120/6/5/005>
- Sanchez, F., Budinger, M., Hazyuk, I., 2017. Dimensional analysis and surrogate models for the thermal modeling of Multiphysics systems. Applied Thermal Engineering 110, 758–771. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.117>
- Taitel, Y., Lee, N., Dukler, A.E., 1978. Transient gas-liquid flow in horizontal pipes: Modeling the flow pattern transitions. AIChE J. 24, 920–934. <https://doi.org/10.1002/aic.690240518>
- Taylor, J.R., 1997. Introduction To Error Analysis: The Study of Uncertainties in Physical Measurements. University Science Books.
- Wagner, W., 2001. Strömung und Druckverlust: mit Beispielsammlung, 5., überarb. und erw. Aufl. ed, Kamprath-Reihe. Vogel, Würzburg.

D Calcul du facteur d'angle d'incidence (IAM)

Comme expliqué dans la section 3.2.1, le facteur d'angle incident (IAM) pour un capteur à tubes sous vide n'est pas symétrique au plan d'incidence. Des mesures des IAM pour différents angles incidents sont ainsi nécessaires pour caractériser ce facteur. Ces mesures sont présentées dans le tableau D.1 et proviennent du certificat du capteur.

θ_L/θ_T	10 °	20 °	30 °	40 °	50 °	60 °
$K_{\theta L}$	1,00	0,99	0,97	0,95	0,91	0,83
$K_{\theta T}$	1,01	1,02	1,03	1,03	0,98	0,86

TABLE D.1 – Facteurs d'angle incident longitudinaux et transversaux du capteur à tubes sous vide Vitosol 200-T du fabricant Viessmann mesurés pour différents angles d'incidence.

Le facteur d'angle incident modélisé par K_θ peut ainsi être calculé en multipliant les facteurs longitudinaux $K_{\theta L}$ et transversaux $K_{\theta T}$ mesurés sur deux plans perpendiculaires (équation D.1). L'angle incident associé à K_θ peut être obtenu à l'aide de l'équation (D.2) [EN 12975, 2006].

$$K_\theta = K_{\theta L} \cdot K_{\theta T} \quad (\text{D.1})$$

$$\tan^2\theta = \tan^2\theta_L + \tan^2\theta_T \quad (\text{D.2})$$

La constante b_0 utilisée dans l'équation (3.5) pour modéliser le facteur d'angle incident sur l'irradiation directe $K_{\theta b}$ est obtenue en minimisant l'erreur quadratique entre le facteur expérimental de l'équation (D.1) et le facteur théorique de l'équation (3.5). La figure D.1 représente les valeurs mesurées et celles modélisées pour $b_0 = 0,13$.

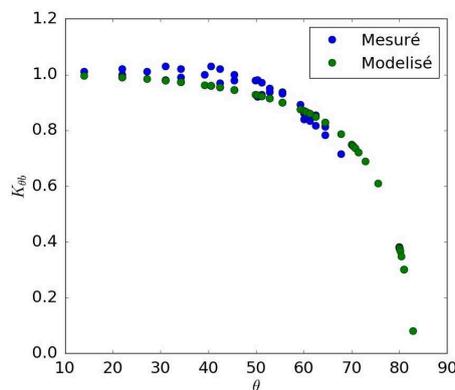


FIGURE D.1 – Comparaison du facteur d'angle incident sur l'irradiation directe mesuré (certificat du capteur) et modélisé avec l'équation 3.5.

E Résultats de simulation numérique

Les valeurs des indicateurs expliqués dans le tableau 3.7 pour différents cas de simulation sont indiquées par la suite. Les énergies représentées concernent :

- $Q_{SolCapt}$: énergie transférée à l'eau glycolée dans les capteurs obtenue en intégrant l'équation (2.4) sur une période.
- $Pertes_B$: énergie perdue par le stockage à travers ses parois sur une période.
- Q_{SolB} : énergie solaire transférée à l'eau stockée dans le ballon calculée selon l'équation (2.6) intégrée dans le temps.
- Q_{AppB} : énergie d'appoint injectée dans le ballon de stockage sur une période.
- Q_{ECS} : énergie transférée à l'eau froide du réseau pour couvrir la demande d'eau chaude sanitaire (ECS) ou besoin d'ECS, calculé selon l'équation (2.11) intégrée sur une période.
- Q_{SolAir} : énergie solaire transférée à l'air dans la batterie eau chaude selon l'équation (2.5) intégrée dans le temps.
- Q_{AppAir} : énergie d'appoint transférée au flux d'air pour garantir la température minimale de préchauffage sur une période.
- $Q_{PreAirTot}$: énergie totale fournie au flux d'air calculée selon l'équation (2.14) intégrée dans le temps. Lorsqu'elle est obtenue pour le cas de référence d'un CESI découplé du préchauffage d'air, l'énergie totale $Q_{PreAirTot}$ est égale à l'énergie minimale $Q_{PreAirMin}$ nécessaire pour chauffer l'air extérieur à la température de consigne (équation (2.12)).
- Q_{AppSys} : énergie d'appoint fournie dans le ballon et au flux d'air pour le préchauffage sur une période.
- $Chauffage$: énergie de chauffage délivrée dans le bâtiment pour maintenir la température de consigne sur une période.
- Q_{AppTot} : somme de l'énergie d'appoint fournie dans le ballon, au flux d'air pour le préchauffage ainsi que dans le bâtiment pour couvrir les besoins de chauffage sur une période.

Le tableau E.1 contient les valeurs des indicateurs et énergies échangées sur une année pour le système de référence, un chauffe-eau solaire individuel (CESI) indépendant du système de ventilation par insufflation préchauffant l'air, ainsi que pour le système solaire hybride eau-air (SYSHEA) décrit dans le chapitre 3. Les tableaux E.2 et E.3 contiennent le détail des énergies échangées mois par mois respectivement pour le système de référence et pour le SYSHEA. Pour finir, les tableaux E.4 et E.5 détaillent les valeurs des indicateurs et énergies échangées pour différents climats étudiés respectivement pour le système de référence et pour le SYSHEA.

E. RÉSULTATS DE SIMULATION NUMÉRIQUE

	CESI classique	SYSHEA
$Q_{SolCapt}$ (kWh)	2147,78	2336,40
η_{Capt} (%)	40,76	44,34
PS (kWh · m ⁻²)	536,94	584,10
$Pertes_B$ (kWh)	429,88	392,87
η_{Bal} (%)	84,50	86,07
Q_{SolB} (kWh)	1897,34	1581,98
Q_{AppB} (kWh)	875,56	1238,36
Q_{ECS} (kWh)	2297,57	2292,78
Q_{pECS} (kWh)	0,00	1,34
Q_{SolAir} (kWh)	0,00	555,88
Q_{AppAir} (kWh)	1838,51	1490,19
$Q_{PreAirTot}$ (kWh)	1838,51	2135,77
Q_{AppSys} (kWh)	2714,08	2728,55
Chauffage (kWh)	1010,13	944,46
Q_{AppTot} (kWh)	3724,21	3673,01
F_{ECS}^* (%)	67,80	53,51
F_{Air}^* (%)	0	18,95
F_{Sys}^* (%)	37,66	38,13
F_T (%)	30,27	31,92
PER (%)	59,07	62,91

TABLE E.1 – Énergies échangées et indicateurs de performance annuels pour un CESI classique découplé du système de ventilation par insufflation préchauffant l'air et le SYSHEA décrit dans le chapitre 3 préchauffant l'air de ventilation à 15 ° C pour le climat de Lyon.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$Q_{SolCapt}$	68,2	148,8	259,6	247,2	246,0	239,5	196,0	187,0	231,6	155,6	80,1	61,3
$Pertes_B$	16,7	20,1	30,1	38,4	48,1	51,6	58,4	55,6	47,9	25,4	20,5	16,9
Q_{SolB}	60,3	136,8	240,5	223,1	216,3	213,9	174,3	162,9	208,2	142,9	70,3	53,7
Q_{AppB}	221,3	117,1	55,2	14,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	93,1	131,3	243,5
Q_{ECS}	254,3	224,8	256,4	199,7	150,6	160,0	109,5	103,2	170,4	211,3	179,2	275,5
Q_{SolAir}	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Q_{AppAir}	400,3	351,7	241,4	150,4	33,8	0,0	0,0	0,0	0,0	17,2	258,2	385,1
$Q_{PreAirTot}$	400,3	351,7	241,4	150,4	33,8	0,0	0,0	0,0	0,0	17,2	258,2	385,1
Q_{AppSys}	621,6	468,8	296,6	164,4	33,8	0,0	0,0	0,0	0,0	110,4	389,4	628,6
Chauffage	220,5	219,1	53,2	0,12	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,3	164,6	352,1

TABLE E.2 – Énergies en kWh mises en jeu mois par mois pour un CESI classique découplé du préchauffage d'air à 15 ° C pour le climat de Lyon.

ANNEXES

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$Q_{SolCapt}$	78,1	168,7	295,4	322,9	271,1	239,5	196,0	187,0	231,5	157,8	94,7	72,3
$Pertes_B$	15,0	15,3	20,6	26,6	43,4	51,6	58,4	55,6	47,9	25,0	17,7	15,5
Q_{SolB}	24,9	72,5	153,7	174,8	213,1	213,9	174,3	162,9	208,2	135,7	29,8	19,7
Q_{AppB}	252,7	184,2	155,7	77,4	17,5	0,0	0,0	0,0	0,0	99,2	175,1	276,4
Q_{ECS}	253,8	224,0	255,4	198,3	150,1	156,0	109,5	103,2	170,4	211,3	178,5	275,0
Q_{SolAir}	49,4	90,0	133,6	135,5	31,4	0,0	0,0	0,0	0,0	9,0	59,3	47,3
Q_{AppAir}	356,3	281,5	162,5	89,9	17,7	0,0	0,0	0,0	0,0	15,5	217,8	348,6
$Q_{PreAirTot}$	405,8	382,4	317,7	257,1	67,0	0,0	0,0	0,0	0,0	26,2	282,6	396,0
Q_{AppSys}	606,1	465,7	318,3	167,3	35,3	0,0	0,0	0,0	0,0	114,8	392,9	625,0
Chauffage	216,5	202,4	32,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,3	151,6	341,4

TABLE E.3 – Énergies en kWh mises en jeu mois par mois pour le SYSHEA décrit dans le chapitre 3 préchauffant l'air de ventilation à 15 ° C pour le climat de Lyon.

Indicateur	Bordeaux	Brest	Lyon	Nantes	Marseille	Paris	Strasbourg
$S_{Capt} \cdot G_{gt} (kWh)$	5669,70	4785,67	5269,83	5322,54	7122,39	4701,31	4790,32
$Q_{SolCapt}$	2325,83	2111,49	2147,78	2194,80	2480,79	2027,34	2017,29
$\eta_{Capt} (\%)$	41,02	44,12	40,76	41,24	34,83	43,12	42,11
PS ($kWh \cdot m^{-2}$)	512,37	464,14	474,33	483,54	549,66	444,81	442,78
$Pertes_B$	472,73	409,62	429,88	439,01	538,41	400,43	400,76
$\eta_{Bal} (\%)$	82,12	85,31	84,50	83,83	78,44	85,74	86,04
$Q_{SolB} (kWh)$	2049,48	1856,56	1897,34	1934,18	2198,65	1779,23	1771,14
$Q_{AppB} (kWh)$	539,86	932,46	875,56	781,37	298,82	1027,79	1099,82
$Q_{ECS} (kWh)$	2128,54	2341,55	2297,57	2231,10	1913,21	2360,67	2421,95
$Q_{pECS} (kWh)$	0,00	0,00	0,00	0,06	0,00	0,93	1,25
$Q_{SolAir} (kWh)$	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
$Q_{AppAir} (kWh)$	1377,87	1571,45	1838,51	1519,07	1154,52	1926,84	2265,98
$Q_{PreAirTot} (kWh)$	1377,87	1571,45	1838,51	1519,07	1154,52	1926,84	2265,98
$Q_{AppSys} (kWh)$	1971,74	2503,91	2714,08	2300,44	1453,34	2954,63	3365,80
Chauffage (kWh)	299,57	575,37	1010,13	518,94	23,09	1109,80	1367,82
$Q_{AppTot} (kWh)$	2271,31	3079,28	3724,21	2819,38	1476,43	4064,43	4733,62
$F_{ECS}^* (\%)$	77,09	66,03	67,80	70,64	87,74	62,67	60,93
$F_{Air}^* (\%)$	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
$F_{Sys}^* (\%)$	46,80	39,51	37,66	42,03	54,72	34,50	31,48
$F_T (\%)$	43,11	34,45	30,27	36,92	54,31	27,41	24,37
PER (%)	68,92	60,57	59,07	63,18	81,81	56,24	53,99

TABLE E.4 – Indicateurs de performance annuels d'un CESI classique découplé du système de ventilation préchauffant l'air utilisé comme référence calculés par simulation pour différents climats.

E. RÉSULTATS DE SIMULATION NUMÉRIQUE

Indicateur	Bordeaux	Brest	Lyon	Nantes	Marseille	Paris	Strasbourg
$S_{Capt} \cdot G_{gt}$	5669,70	4785,54	5269,57	5322,46	7122,53	4701,08	4789,99
$Q_{SolCapt}$	2545,13	2446,50	2336,40	2410,03	2756,62	2186,21	2218,72
η_{Capt} (%)	44,89	51,12	44,33	45,28	38,70	46,50	46,32
PS ($kWh \cdot m^{-2}$)	581,31	567,53	534,47	551,60	632,95	498,18	506,72
$Pertes_B$	428,89	349,96	392,87	399,32	490,23	361,18	361,82
η_{Bal} (%)	84,17	87,80	86,07	85,62	81,16	87,28	87,58
Q_{SolB} (kWh)	1709,43	1463,05	1581,99	1601,27	1884,89	1427,26	1460,77
Q_{AppB} (kWh)	1000,46	1406,04	1238,36	1175,79	717,64	1413,31	1451,68
Q_{ECS} (kWh)	2125,05	2334,96	2292,78	2225,76	1908,51	2355,23	2417,72
Q_{pECS} (kWh)	0,00	0,00	1,34	0,00	0,00	0,02	0,00
Q_{SolAir} (kWh)	615,80	807,05	555,89	605,14	646,92	565,48	566,10
Q_{AppAir} (kWh)	1047,22	1158,27	1490,19	1172,52	833,47	1570,08	1876,01
$Q_{PreAirTot}$ (kWh)	1781,03	2112,22	2135,77	1888,14	1640,03	2215,01	2528,09
Q_{AppSys} (kWh)	2047,68	2564,31	2728,55	2348,32	1551,11	2983,39	3327,70
Chauffage (kWh)	240,61	492,75	944,46	443,89	1,10	1030,04	1297,29
Q_{AppTot} (kWh)	2288,29	3057,06	3673,01	2792,21	1552,21	4013,43	4624,99
F_{ECS}^* (%)	60,37	47,12	53,51	54,77	69,48	47,62	47,41
F_{Air}^* (%)	24,00	26,29	18,95	22,81	27,81	18,52	17,21
F_{Sys}^* (%)	46,06	38,75	38,13	41,81	53,77	34,52	32,80
F_T (%)	43,99	35,62	31,92	38,48	54,08	28,90	26,55
PER (%)	73,94	67,22	62,91	67,90	88,67	59,37	57,61

TABLE E.5 – Indicateurs de performance du SYSHEA décrit dans le chapitre 3 préchauffant l'air de ventilation à 15 ° C calculés par simulation pour différents climats.

Bibliographie

- D. W. Abrams and A. C. Shedd. Effect of seasonal changes in use patterns and cold inlet water temperature on water-heating loads. Nov. 1996. ISSN 0001-2505.
- ADEME. *Géothermie*. Sept. 2011a. ISBN 978-2-35838-205-2.
- ADEME. Performant et économique, le chauffe-eau solaire individuel. L’habitat individuel. Technical report, Sept. 2011b.
- ADEME. Feuille de route stratégique solaire thermique. Technical report, Oct. 2012.
- ADEME. Le chauffage, 2015. URL <https://www.ademe.fr/expertises/batiment/passer-a-laction/elements-dequipement/chauffage>. [Consulté le 3 octobre 2018].
- ADEME. *Climat, Air et Energie. Edition 2015. Chiffres clés*. 2016a. ISBN 979-10-297-0309-6.
- ADEME. Etude de faisabilité et de dimensionnement d’une installation solaire thermique collective. Guide à la rédaction d’un cahier de charges, 2016b.
- ADEME. *Se chauffer mieux et moins cher. Les solutions pour optimiser les systèmes de chauffage et d’eau chaude*. Guide pratique « Clés pour agir ». 2017. ISBN 979-10-297-0759-9.
- H. Amai, S. Liu, and A. Novoselac. Experimental study on air change effectiveness : Improving air distribution with all-air heating systems. *Building and Environment*, 125 :515–527, 2017. doi : 10.1016/j.buildenv.2017.09.017.
- O. S. Asfour. Natural ventilation in buildings : An overview. In *Natural Ventilation : Strategies, Health Implications and Impacts on the Environment*. Haynes Oscar T., New York, nova publication edition, 2015. ISBN 978-1-63482-414-9.

- ASHRAE 55-2004. Thermal environmental conditions for human occupancy, 2004.
- H. Awbi and G. Gan. Evaluation of the overall performance of room air distribution. In *Proc. Indoor Air '93*, pages 283–288, 01 1993.
- V. Badescu. Simulation analysis for the active solar heating system of a passive house. *Applied Thermal Engineering*, 25(17–18) :2754–2763, Dec. 2005. ISSN 1359-4311. doi : 10.1016/j.applthermaleng.2005.02.002.
- V. Badescu and B. Sicre. Renewable energy for passive house heating :Part I. Building description. *Energy and Buildings*, 35(11), Jan. 2003. ISSN 0378-7788. doi : 10.1016/j.enbuild.2003.10.001.
- V. Badescu and M. D. Staicovici. Renewable energy for passive house heating : Model of the active solar heating system. *Energy and Buildings*, 38(2) :129–141, Feb. 2006. ISSN 0378-7788. doi : 10.1016/j.enbuild.2005.04.001.
- R. Baetens, R. De Coninck, J. Van Roy, B. Verbruggen, J. Driesen, L. Helsen, and D. Saelens. Assessing electrical bottlenecks at feeder level for residential net zero-energy buildings by integrated system simulation. *Applied Energy*, 96 :74–83, Aug. 2012. ISSN 0306-2619. doi : 10.1016/j.apenergy.2011.12.098.
- D. Bahrehmand and M. Ameri. Energy and exergy analysis of different solar air collector systems with natural convection. *Renewable Energy*, 74 :357–368, Feb. 2015. ISSN 0960-1481. doi : 10.1016/j.renene.2014.08.028.
- A. Bühring. Development and measurements of compact heating and ventilation devices with integrated exhaust air pump of high performance houses. In *8th International Energy Agency heat pump conference 2005*, Las Vegas, 2005.
- T. Blochwitz, M. Otter, M. Arnold, C. Bausch, C. Clauß, H. Elmqvist, A. Junghanns, J. Mauss, M. Monteiro, T. Neidhold, D. Neumerkel, H. Olsson, J.-v. Peetz, S. Wolf, A. S. GmbH, Q. Berlin, F. Scai, and S. Augustin. The Functional Mockup Interface for Tool independent Exchange of Simulation Models. In *Proceedings of the 8th International Modelica Conference*, 2011.
- M. Boirlaud. *Contribution à l'étude de la convection mixte en régime turbulent*. phd-thesis, ISAE-ENSMA Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique - Poitiers, Oct. 2012.
- J. Bois. *Outil d'aide à la décision pour la conception de maisons solaires à énergie positive*. PhD thesis, Bordeaux, Oct. 2017.
- R. Botpaev. *Experimental investigations of water filled drainback systems*. PhD Thesis. PhD thesis, University of Kassel., 2017.

- R. Botpaev and K. Vajen. Drainback systems : market overview. In *11 Internationale Konferenz für solares Heizen und Kühlen*, Gleisdorf, Austria, 2014.
- R. Botpaev, J. Orozaliev, and K. Vajen. Experimental Investigation of the Filling and Draining Processes of the Drainback System (Part 1). *2013 ISES Solar World Congress. Energy Procedia*, 57, Jan. 2014. ISSN 1876-6102. doi : 10.1016/j.egypro.2014.10.256.
- R. Botpaev, Y. Louvet, B. Perers, S. Furbo, and K. Vajen. Drainback solar thermal systems : A review. *Solar Energy*, 128 :41–60, Apr. 2016. ISSN 0038-092X. doi : 10.1016/j.solener.2015.10.050.
- M. J. Brandemuehl and W. A. Beckman. Economic evaluation and optimization of solar heating systems. *Solar Energy*, 23(1) :1–10, Jan. 1979. ISSN 0038-092X. doi : 10.1016/0038-092X(79)90038-0.
- F. Bre and V. D. Fachinotti. A computational multi-objective optimization method to improve energy efficiency and thermal comfort in dwellings. *Energy and Buildings*, 154 :283–294, Nov. 2017. ISSN 0378-7788. doi : 10.1016/j.enbuild.2017.08.002.
- W. E. Buckles and S. A. Klein. Analysis of solar domestic hot water heaters. *Solar Energy*, 25(5) :417–424, Jan. 1980. ISSN 0038-092X. doi : 10.1016/0038-092X(80)90448-X.
- J. Burch and C. Christensen. Towards Development of an Algorithm for Mains Water Temperature. In *Proceedings of the 2007 ASES Annual Conference*, 2007.
- P. Carbajo Jiménez, Y. Louvet, G. Fraisse, K. Vajen, A. Leconte, O. Ouvrier Bonnaz, and E. Wurtz. Experimental and dimensional study of the draining process in drainback solar thermal systems. *Solar Energy*, 174 :855–865, Nov. 2018. ISSN 0038-092X. doi : 10.1016/j.solener.2018.07.075.
- B. Chenari, J. Dias Carrilho, and M. Gameiro da Silva. Towards sustainable, energy-efficient and healthy ventilation strategies in buildings : A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 59 :1426–1447, June 2016. ISSN 1364-0321. doi : 10.1016/j.rser.2016.01.074.
- K. J. Chua, S. K. Chou, and W. M. Yang. Advances in heat pump systems : A review. *Applied Energy*, 87(12) :3611–3624, Dec. 2010. ISSN 0306-2619. doi : 10.1016/j.apenergy.2010.06.014.
- V. Corrado, I. Ballarini, S. Paduos, and E. Primo. The Rebound Effect after the Energy Refurbishment of Residential Buildings towards High Performances. *International High Performance Buildings Conference*, 2016.

- D. B. Crawley, L. K. Lawrie, F. C. Winkelmann, W. F. Buhl, Y. J. Huang, C. O. Pedersen, R. K. Strand, R. J. Liesen, D. E. Fisher, M. J. Witte, and J. Glazer. EnergyPlus : creating a new-generation building energy simulation program. *Energy and Buildings*, 33(4) :319–331, Apr. 2001. ISSN 0378-7788.
- CSTB. Méthode de calcul Th-CE 2005, 2006.
- CSTB. Méthode de calcul Th-BCE 2012, 2011.
- R. Cukier, C. Fortuin, K. Shuler, A. Petschek, and J. Schaibly. Study of the Sensitivity of Coupled Reaction Systems to Uncertainties in Rate Coefficients. I Theory. *The Journal of Chemical Physics*, 59(8) :3873–3878, 1973. doi : 10.1063/1.1680571.
- Y. J. Dai, K. Sumathy, R. Z. Wang, and Y. G. Li. Enhancement of natural ventilation in a solar house with a solar chimney and a solid adsorption cooling cavity. *Solar Energy*, 74(1) :65–75, Jan. 2003. ISSN 0038-092X. doi : 10.1016/S0038-092X(03)00106-3.
- A. de Gracia, L. Navarro, J. Coma, S. Serrano, J. Romani, G. Pérez, and L. F. Cabeza. Experimental set-up for testing active and passive systems for energy savings in buildings – Lessons learnt. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82 :1014–1026, Feb. 2018. ISSN 1364-0321. doi : 10.1016/j.rser.2017.09.109.
- C. de Keizer, J. Bottse, M. de Jong, and W. Folkerts. PVT Benchmark. An overview of PVT modules on the European market and the barriers and opportunities for the Dutch Market. Technical report, Eindhoven : SEAC, Eindhoven, 2018.
- K. Deb, A. Pratap, S. Agarwal, and T. Meyarivan. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm : NSGA-II. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, 6(2) :182–197, Apr. 2002. ISSN 1089778X. doi : 10.1109/4235.996017.
- Direction de l’habitat, de l’urbanisme et des paysages. Transposition de l’article 4 de la directive 2012/27/UE. Stratégie à long terme pour mobiliser les investissements dans la rénovation du parc national de bâtiments à usage résidentiel et commercial, public et privé., 2014.
- Direction Départementale des Territoires. Fiche technique DDT. Le coût global d’un bâtiment, 2012.
- J. A. Duffie and W. A. Beckman. *Solar Engineering of Thermal Processes*. John Wiley & Sons, Hoboken, 4th edition edition, May 2013. ISBN 978-0-470-87366-3.
- EN 12975. Installations solaires thermiques et leurs composants - Capteurs solaires - Partie 1 : Exigences générales, Partie 2 : Méthodes d’essai, Dec. 2006.
- EN 12977-1. Installations solaires thermiques et leurs composants - Installations assemblées à façon - Partie 1 : exigences générales pour chauffe-eau solaires et installations solaires combinées, 2018.

- EN ISO 7730. Ergonomics of the thermal environment - analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria, 2005.
- Enerdata. Energy Efficiency Trends in Buildings in the EU, lessons from the ODYSSEE MURE project. Technical report, Sept. 2012.
- European Commission. Communication from the Commission to the European Parliament, the Council, the European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions. A Roadmap for moving to a competitive low carbon economy in 2050, 2011.
- European Commission. Communication de la Commission au Parlement Européen, au Conseil, au Comité Economique et Social Européen, au Comité des Régions et à la Banque Européenne d'Investissement. Une énergie propre pour tous les Européens, Nov. 2016.
- European Council. European Council (23 and 24 October 2014) - Conclusions, Oct. 2014.
- European Parliament. Directive 2010/31/EU of the European Parliament and of the Council of 19 May 2010 on the energy performance of buildings. *Official Journal of the European Union*, 2010.
- European Parliament. Directive 2012/27/EU of the European Parliament and of the Council of 25 October 2012 on energy efficiency, amending Directives 2009/125/EC and 2010/30/EU and repealing Directives 2004/8/EC and 2006/32/EC. *Official Journal of the European Union*, 2012.
- Eurostat, Oct. 2018. URL <https://ec.europa.eu/eurostat>. [Consulté le 3 octobre 2018].
- P. Fanger and J. Toftum. Extension of the PMV model to non-air-conditioned buildings in warm climates. *Energy and Buildings*, 34(6) :533–536, July 2002. ISSN 0378-7788. doi : 10.1016/S0378-7788(02)00003-8.
- P. O. Fanger. *Thermal comfort. Analysis and applications in environmental engineering*. Copenhagen : Danish Technical Press, 1970.
- W. Feist, J. Schnieders, V. Dorer, and A. Haas. Re-inventing air heating : Convenient and comfortable within the frame of the Passive House concept. *Energy and Buildings*, 37(11) :1186–1203, Nov. 2005. ISSN 0378-7788.
- C. Fink and R. Riva. *Solar-supported heating networks in multi-storey residential buildings : A planning handbook with a holistic approach*. Arbeitsgemeinschaft Erneuerbare Energie GmbH, Gleisdorf, 1. Aufl edition, 2004. ISBN 3-901425-11-X. OCLC : 76626260.

- A. Fouquier, S. Robert, F. Suard, L. Stéphan, and A. Jay. State of the art in building modelling and energy performances prediction : A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 23 :272–288, July 2013. ISSN 1364-0321. doi : 10.1016/j.rser.2013.03.004.
- G. Fraisse, M. Pailha, M. Swiatek, C. Paulus, J. Souza, M. Cosnier, and N. Tixier. Study of a New Integrated Solar Collector. *Energy Procedia*, 57 :2506–2514, 2014. ISSN 18766102. doi : 10.1016/j.egypro.2014.10.261.
- E. Frank, F. Mauthner, and S. Fischer. Overheating prevention and stagnation handling in solar process heat applications. Technical Report IEA SHC Task 49, 2015.
- J. Frenkel, C. Schubert, G. Kunze, P. Fritzson, M. Sjölund, and A. Pop. Towards a Benchmark Suite for Modelica Compilers : Large Models. In *DIVA*, pages 143–152. Linköping University Electronic Press, 2011.
- P. Fritzson. *Principles of Object-Oriented Modeling and Simulation with Modelica 2.1*. Wiley-Blackwell, Piscataway, N.J. : New York, Feb. 2004. ISBN 978-0-471-47163-9.
- S. Föste, A. Pazidis, R. Reineke-Koch, B. Hafner, D. Mercks, and C. Delord. Flat Plate Collectors with Thermo-chromic Absorber Coatings to Reduce Loads During Stagnation. *Energy Procedia*, 91 :42–48, June 2016. ISSN 1876-6102. doi : 10.1016/j.egypro.2016.06.169.
- J. Goffart. *Impact de la variabilité des données météorologiques sur une maison basse consommation. Application des analyses de sensibilité pour les entrées temporelles*. phdthesis, Université de Grenoble, Dec. 2013.
- J. Goffart, M. Rabouille, and N. Mendes. Uncertainty and sensitivity analysis applied to hygrothermal simulation of a brick building in a hot and humid climate. *Journal of Building Performance Simulation*, 10(1) :37–57, Jan. 2017. ISSN 1940-1493. doi : 10.1080/19401493.2015.1112430.
- C. Good, I. Andresen, and A. G. Hestnes. Solar energy for net zero energy buildings – A comparison between solar thermal, PV and photovoltaic-thermal (PV/T) systems. *Solar Energy*, 122 :986–996, Dec. 2015. ISSN 0038-092X. doi : 10.1016/j.solener.2015.10.013.
- Grenelle. Loi numéro 2009-967 du 3 août 2009 de programmation relative à la mise en œuvre du Grenelle de l’environnement, Aug. 2009.
- S. Harrison and C. A. Cruickshank. A review of strategies for the control of high temperature stagnation in solar collectors and systems. *Energy Procedia*, 30 : 793–804, Jan. 2012. ISSN 1876-6102. doi : 10.1016/j.egypro.2012.11.090.

- R. Heimrath and M. Haller. Project Report A2 of Subtask A : The Reference Heating System, the Template Solar System. Technical Report Task 32, IEA SHC, 2007.
- J. C. Helton and F. J. Davis. Latin hypercube sampling and the propagation of uncertainty in analyses of complex systems. *Reliability Engineering & System Safety*, 81(1) :23–69, July 2003. ISSN 0951-8320. doi : 10.1016/S0951-8320(03)00058-9.
- A. Henemann. BIPV : Built-in solar energy. *Renewable Energy Focus*, 9(6, Supplement) :14–19, Nov. 2008. ISSN 1755-0084. doi : 10.1016/S1471-0846(08)70179-3.
- A. Hepbasli and Y. Kalinci. A review of heat pump water heating systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(6) :1211–1229, Aug. 2009. ISSN 1364-0321. doi : 10.1016/j.rser.2008.08.002.
- S. A. Hughes. *Physical Models and Laboratory Techniques in Coastal Engineering*. World Scientific, 1993. ISBN 978-981-02-1541-5. Google-Books-ID : a5S5YR_TvTMC.
- IEA. Technology Roadmap Solar Heating and Cooling. Technical report, 2012.
- F. P. Incropera, D. P. Dewitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons, Inc., USA, 2006. ISBN 978-0-470-08840-1.
- C. Ionescu, T. Baracu, G.-E. Vlad, H. Necula, and A. Badea. The historical evolution of the energy efficient buildings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 49 : 243–253, Sept. 2015. ISSN 1364-0321.
- U. Jordan and K. Vajen. Realistic Domestic Hot-Water Profiles in Different Time Scales. Technical Report Task 26, IEA SHC, Universität Marburg, FB Physik, Marburg, Germany, 2000.
- JORF. Arrêté du 24 mars 1982 relatif à l’aération des logements, 1982.
- JORF. Arrêté du 30 novembre 2005 modifiant l’arrêté du 23 juin 1978 relatif aux installations fixes destinées au chauffage et à l’alimentation en eau chaude sanitaire des bâtiments d’habitation, des locaux de travail ou des locaux recevant du public, 2005.
- S. Kalogirou. Thermal performance, economic and environmental life cycle analysis of thermosiphon solar water heaters. *Solar Energy*, 83(1) :39–48, Jan. 2009. ISSN 0038-092X. doi : 10.1016/j.solener.2008.06.005.
- S. A. Kalogirou. Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30(3) :231–295, Jan. 2004. ISSN 0360-1285. doi : 10.1016/j.peccs.2004.02.001.

- J. B. Kim, W. Jeong, M. J. Clayton, J. S. Haberl, and W. Yan. Developing a physical BIM library for building thermal energy simulation. *Automation in Construction*, 50 :16–28, Feb. 2015. ISSN 09265805. doi : 10.1016/j.autcon.2014.10.011.
- S. A. Klein, U. o. W.-M. S. E. Laboratory, and W. A. Beckman. *TRNSYS : A Transient System Simulation Program*. Solar Energy Laborataory, University of Wisconsin–Madison, 1978. Google-Books-ID : HXgetQEACAAJ.
- M. Krajčák, A. Simone, and B. W. Olesen. Air distribution and ventilation effectiveness in an occupied room heated by warm air. *Energy and Buildings*, 55 :94–101, Dec. 2012. ISSN 0378-7788. doi : 10.1016/j.enbuild.2012.08.015.
- T. Letz. Etude qualitative et quantitative du fonctionnement de Systèmes solaires combinés en usage réel. Synthèse du programme de suivi sur sites. Technical report, ADEME, 2006.
- H. Li and H. Yang. Study on performance of solar assisted air source heat pump systems for hot water production in Hong Kong. *Applied Energy*, 87(9) :2818–2825, Sept. 2010. ISSN 0306-2619. doi : 10.1016/j.apenergy.2009.06.023.
- S. P. Lohani and D. Schmidt. Comparison of energy and exergy analysis of fossil plant, ground and air source heat pump building heating system. *Renewable Energy*, 35(6) :1275–1282, June 2010. ISSN 0960-1481. doi : 10.1016/j.renene.2009.10.002.
- Y. Louvet, J. Orozaliev, and K. Vajen. Measurement evaluation and simulation of an innovative drainback solar combi-system. page 12, Rapperswil, Switzerland, Sept. 2018.
- I. Malenkovic. Definition of performance figures for solar and heat pump systems. Technical Report 5.1.3, QAISt, Austria, May 2012.
- T. Matuska. Performance and Economic Analysis of Hybrid PVT Collectors in Solar DHW System. *Energy Procedia*, 48 :150–156, Jan. 2014. ISSN 1876-6102. doi : 10.1016/j.egypro.2014.02.019.
- D. Müller, P. Remmen, A. Constantin, M. R. Lauster, and M. Fuchs. AixLib - An Open-Source Modelica Library within the IEA-EBC Annex60 Framework. Technical Report RWTH-2017-00476, Fraunhofer IRB Verlag, 2016.
- M. Munari Probst and C. Roecker. Towards an improved architectural quality of building integrated solar thermal systems (BIST). *Solar Energy*, 81(9) :1104–1116, Sept. 2007. ISSN 0038-092X. doi : 10.1016/j.solener.2007.02.009.
- E. Mundt, H. Mathisen, P. Nielsen, and A. Moser. Ventilation effectiveness. In *Rehva Guidebook No 2*, Brussels, 2004. Rehva.

- A. T. Nguyen, S. Reiter, and P. Rigo. A review on simulation-based optimization methods applied to building performance analysis. *Applied Energy*, 113, Jan. 2014. ISSN 0306-2619. doi : 10.1016/j.apenergy.2013.08.061.
- J. F. Nicol and M. A. Humphreys. Adaptive thermal comfort and sustainable thermal standards for buildings. *Energy and Buildings*, 34(6) :563–572, July 2002. ISSN 0378-7788. doi : 10.1016/S0378-7788(02)00006-3.
- J. Nowag, F. Boudéhen, A. Le Denn, F. Lucas, O. Marc, M. Radulescu, and P. Papillon. Calculation of Performance Indicators for Solar Cooling, Heating and Domestic Hot Water Systems. *Energy Procedia*, 30 :937–946, Jan. 2012. ISSN 1876-6102.
- C. Nytsch-Geusen, J. Huber, M. Ljubijankic, and J. Rädler. Modelica Building-Systems - eine Modellbibliothek zur Simulation komplexer energietechnischer Gebäudesysteme. *Bauphysik*, 35(1) :21–29, Feb. 2013. ISSN 1437-0980. doi : 10.1002/bapi.201310045.
- F. Ochs, S. Hernandez, and W. Feist. Prefabricated timber-frame envelopes for building retrofit with integrated ventilation, heating system and building services. In *Task 56 session*, page 9, Bern, Switzerland, Oct. 2016.
- G. Ozyogurtcu, M. Mobedi, and B. Ozerdem. Techno-economic evaluation of a ventilation system assisted with exhaust air heat recovery, electrical heater and solar energy. *Energy and Buildings*, 72 :17–23, Apr. 2014. ISSN 0378-7788. doi : 10.1016/j.enbuild.2013.12.025.
- D. S. Parker. Research highlights from a large scale residential monitoring study in a hot climate. Technical Report FSEC-PF369-02, Florida Solar Energy Center, Cocoa, FL, Oct. 2003.
- P. Penna, A. Prada, F. Cappelletti, and A. Gasparella. Multi-objectives optimization of Energy Efficiency Measures in existing buildings. *Energy and Buildings*, 95 : 57–69, May 2015. ISSN 0378-7788. doi : 10.1016/j.enbuild.2014.11.003.
- J. Pfafferott. Evaluation of earth-to-air heat exchangers with a standardised method to calculate energy efficiency. *Energy and Buildings*, 35(10) :971–983, Nov. 2003. ISSN 0378-7788. doi : 10.1016/S0378-7788(03)00055-0.
- G. Plessis, A. Kaemmerlen, and A. Lindsay. BuildSysPro : a Modelica library for modelling buildings and energy systems. 2014.
- A. Rakes and M. S. Waring. Using multiobjective optimizations to discover dynamic building ventilation strategies that can improve indoor air quality and reduce energy use. *Energy and Buildings*, 75 :272–280, June 2014. ISSN 0378-7788. doi : 10.1016/j.enbuild.2014.02.024.

- M. Rahmeh. *Etude expérimentale et numérique des performances de la ventilation mécanique par insufflation : qualité de l'air intérieur dans les bâtiments résidentiels*. Phd thesis, Université de La Rochelle, July 2014.
- T. Recht. *Étude de l'écoconception de maisons à énergie positive*. phdthesis, PSL Research University, Sept. 2016.
- REN21. *Renewables 2018 Global Status Report*. Paris : REN21 Secretariat, 2018. ISBN 978-3-9818911-3-3.
- E. Rey. Office building retrofitting strategies : multicriteria approach of an architectural and technical issue. *Energy and Buildings*, 36(4) :367–372, Apr. 2004. ISSN 0378-7788. doi : 10.1016/j.enbuild.2004.01.015.
- C. Richter, S. Teske, and R. Short. *Concentrating Solar Power. Global Outlook 09*. Rebecca Short and The Writer, greenpeace international, solarpaces, estela edition, 2009.
- R. T. Ruegg. *Solar Heating and Cooling in Buildings : Methods of Economic Evaluation*. Technical Report NBSIR 75-712, U.S. Department of Commerce, 1975.
- S. Saha, G. Saha, M. Ali, and M. Quamrul Islam. Combined Free and Forced Convection Inside a Two-Dimensional Multiple Ventilated Rectangular Enclosure. *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, 1 :23–35, 2006.
- T. Salomon and R. Mikolasek. Outil de simulation thermique du bâtiment, Comfie. page 8, 2005.
- T. Salomon, M. Jedliczka, and Y. Marignac. *Manifeste NégaWatt : En route pour la transition énergétique!* Actes Sud Editions, Arles, Oct. 2015. ISBN 978-2-330-05631-5.
- F. Sanchez, M. Budinger, and I. Hazyuk. Dimensional analysis and surrogate models for the thermal modeling of Multiphysics systems. *Applied Thermal Engineering*, 110 :758–771, Jan. 2017. ISSN 1359-4311. doi : 10.1016/j.applthermaleng.2016.08.117.
- F. E. Satterthwaite. Random Balance Experimentation. *Technometrics*, 1(2) :111–137, 1959. ISSN 0040-1706. doi : 10.2307/1266466.
- A. Saxena, Varun, and A. A. El-Sebaili. A thermodynamic review of solar air heaters. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 43 :863–890, Mar. 2015. ISSN 1364-0321. doi : 10.1016/j.rser.2014.11.059.
- J. H. Schaibly and K. E. Shuler. Study of the Sensitivity of Coupled Reaction Systems to Uncertainties in Rate Coefficients. II Applications. *The Journal of Chemical Physics*, 59(8) :3879–3888, 1973. doi : 10.1063/1.1680572.

- M. H. Sherman and I. S. Walker. Meeting residential ventilation standards through dynamic control of ventilation systems. *Energy and Buildings*, 43(8) :1904–1912, Aug. 2011. ISSN 0378-7788. doi : 10.1016/j.enbuild.2011.03.037.
- R. Shukla, K. Sumathy, P. Erickson, and J. Gong. Recent advances in the solar water heating systems : A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 19 :173–190, Mar. 2013. ISSN 1364-0321. doi : 10.1016/j.rser.2012.10.048.
- B. Sicre and P. Baumann. High-efficiency ventilation and heating systems by means of solar air collectors for industry building refurbishment. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 10(2) :139–145, Jan. 2015. ISSN 1748-1317,. doi : 10.1093/ijlct/ctv002.
- R. Singh, I. J. Lazarus, and M. Souliotis. Recent developments in integrated collector storage (ICS) solar water heaters : A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54 :270–298, Feb. 2016. ISSN 1364-0321. doi : 10.1016/j.rser.2015.10.006.
- Solar Energy Lab. TRNSYS 17. Mathematical Reference. Technical Report Volume 4., University of Wisconsin-Madison, 2014.
- M. Souliotis, S. Papaefthimiou, Y. G. Caouris, A. Zacharopoulos, P. Quinlan, and M. Smyth. Integrated collector storage solar water heater under partial vacuum. *Energy*, 139, Nov. 2017. ISSN 0360-5442. doi : 10.1016/j.energy.2017.08.074.
- C. Spitz. *Analyse de la fiabilité des outils de simulation et des incertitudes de métrologie appliquée à l'efficacité énergétique des bâtiments*. PhD thesis, Université de Grenoble, Mar. 2012.
- B. Suard-MEDDTL. Réglementation thermique 2012 : un saut énergétique pour les bâtiments neufs. Technical report, Ministère de l'Ecologie, du Développement durable, des Transports et du Logement, 2011.
- S. Tarantola, D. Gatelli, and T. A. Mara. Random balance designs for the estimation of first order global sensitivity indices. *Reliability Engineering & System Safety*, 91(6) :717–727, June 2006. ISSN 0951-8320. doi : 10.1016/j.ress.2005.06.003.
- J. K. Tonui and Y. Tripanagnostopoulos. Improved PV/T solar collectors with heat extraction by forced or natural air circulation. *Renewable Energy*, 32(4) :623–637, Apr. 2007. ISSN 0960-1481. doi : 10.1016/j.renene.2006.03.006.
- UNICLIMA. Bilan 2015 et perspectives 2016 du génie climatique. Dossier de presse. Technical report, Paris, 2016.
- U.S Department of Energy. EnergyPlus version 8.5 documentation, Engineering Reference, 2016.

- I. Vigna, L. Bianco, F. Goia, V. Serra, I. Vigna, L. Bianco, F. Goia, and V. Serra. Phase Change Materials in Transparent Building Envelopes : A Strengths, Weakness, Opportunities and Threats (SWOT) Analysis. *Energies*, 11(1) :111, Jan. 2018. doi : 10.3390/en11010111.
- B. Vu. *Le guide de l'habitat passif*. Editions Eyrolles, July 2011. ISBN 978-2-212-14532-8.
- W. Weiss and M. Spürk-Dür. Solar Heat Worldwide. Global Market Development and Trends in 2017. Detailed Market Figures 2016. Technical report, IEA Solar Heating and Cooling Programme, May 2018.
- W. W. Weiss. *Solar Heating Systems for Houses : A Design Handbook for Solar Combisystems*. Earthscan, 2003. ISBN 978-1-84977-400-0.
- S. Werner. International review of district heating and cooling. *Energy*, 137 :617–631, Oct. 2017. ISSN 0360-5442. doi : 10.1016/j.energy.2017.04.045.
- M. Wetter and C. Haugstetter. Modelica versus trnsys - a comparison between an equation-based and a procedural modeling language for building energy simulation. *Proceedings of SimBuild*, 2(1), 2006.
- M. Wetter, W. Zuo, T. S. Noudui, and X. Pang. Modelica Buildings library. *Journal of Building Performance Simulation*, 7(4) :253–270, July 2014. ISSN 1940-1493. doi : 10.1080/19401493.2013.765506.
- M. Wetter, M. Bonvini, and T. S. Noudui. Equation-based languages – A new paradigm for building energy modeling, simulation and optimization. *Energy and Buildings*, 117 :290–300, Apr. 2016. ISSN 0378-7788. doi : 10.1016/j.enbuild.2015.10.017.
- R. Yao, B. Li, and J. Liu. A theoretical adaptive model of thermal comfort – Adaptive Predicted Mean Vote (aPMV). *Building and Environment*, 44(10) : 2089–2096, Oct. 2009. ISSN 0360-1323. doi : 10.1016/j.buildenv.2009.02.014.