HAL
open science

Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive

Stéphane Thiers

To cite this version:

Stéphane Thiers. Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive. Sciences de l'ingénieur [physics]. École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2008. Français. NNT : 2008ENMP1959 . pastel-00004692

HAL Id: pastel-00004692

https://pastel.hal.science/pastel-00004692

Submitted on 4 Feb 2009

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.

ED n° 432 : « Sciences des Métiers de l'Ingénieur »

N° attribué par la bibliothèque

|_|_|_|_|_|_|_|_|_|_|_|

T H E S E

pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'ECOLE NATIONALE SUPERIEURE DES MINES DE PARIS

Spécialité "Energétique"

présentée et soutenue publiquement par
Stéphane THIERS

le 21 novembre 2008

BILANS ÉNERGÉTIQUES ET ENVIRONNEMENTAUX DE BÂTIMENTS À ÉNERGIE POSITIVE

Directeur de thèse : Bruno PEUPORTIER

Jury :

M. Alain TROMBE.....Président du jury
M. Étienne WURTZ.....Rapporteur
Mme Françoise THELLIER.....Rapporteur
M. Denis CLODIC.....Examinateur
M. Michel CARRÉ.....Examinateur
M. Bruno PEUPORTIER.....Directeur de thèse

RÉSUMÉ

Le « bâtiment à énergie positive » est un concept de bâtiment très performant. Il peut constituer l'une des réponses possibles aux défis énergétiques et environnementaux d'aujourd'hui. Pourtant il est encore peu connu et peu mis en œuvre. À la lumière de quelques réalisations, ce concept a été défini et caractérisé, puis différents outils et méthodes ont été identifiés pour permettre l'analyse des performances d'un bâtiment. Compte tenu des spécificités techniques des bâtiments à énergie positive, deux solutions technologiques ont été plus particulièrement étudiées : un système de ventilation intégrant un échangeur air-sol a été modélisé puis validé à partir de données de mesure ; un système de chauffage aéraulique à micro-cogénération a été modélisé à partir de données issues d'un banc d'essai dédié. Les modèles de ces deux systèmes ont été intégrés à un outil de simulation thermique du bâtiment. L'analyse énergétique et environnementale a été appliquée à trois bâtiments réels très performants équipés de différents systèmes de chauffage, à partir de l'outil amélioré et des méthodes les plus adaptées. Le choix du système de chauffage mais aussi les critères d'évaluation retenus influencent fortement les résultats obtenus. Le bâtiment à énergie positive (bilan en énergie primaire) représente la meilleure solution pour la majorité des impacts environnementaux étudiés. L'analyse des impacts sur le cycle de vie et le calcul de la demande cumulative d'énergie permettent de caractériser finement ses performances environnementales.

Mots clefs : *Bâtiment à énergie positive, simulation thermique, analyse de cycle de vie, micro-cogénération, échangeur air-sol*

ABSTRACT

« Positive Energy Buildings » are a concept of high-performance buildings considered to be one of the possible solutions to nowadays energy and environmental challenges. Nevertheless, it is still not widely known and hardly implemented. In the light of some existing buildings, this concept has been defined and characterized. Next, several tools and methods have been identified in order to carry out analyses on the building performance. Considering the technical specificities of positive energy buildings, two technological solutions have been studied more particularly: a ventilation system including an earth-to-air heat exchanger has been modeled and validated from measured data; a micro-CHP air heating system has been modeled from data coming from a specific test bench. These two models have been integrated into a building thermal simulation tool. An energy and environmental analysis has been carried out for three existing high-performance buildings equipped with various heating systems, using the improved tool and the most adapted methods. The heating system as well as the evaluation criteria strongly influences the results. A positive energy building (primary energy assessment) is the best performing solution for the majority of the studied environmental impacts. A life cycle assessment and a cumulative energy demand calculation are means of characterizing its environmental performance in detail.

Keywords: *Positive Energy Building, Thermal Simulation, Life Cycle Assessment, Micro Combined Heat and Power, Earth-to-Air Heat Exchanger*

REMERCIEMENTS

Ce travail de recherche a été mené au sein du Centre Énergétique et Procédés (CEP) de l'École des mines de Paris. Il a été soutenu par l'Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Énergie (ADEME) et par la région Île-de-France.

Je tiens à remercier tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'accomplissement de ce travail, et en particulier :

Bruno Peuportier, directeur de thèse, maître de recherche à l'École des mines de Paris, qui m'a proposé ce sujet de thèse et qui a guidé mes réflexions tout au long de ces trois années. Je le remercie particulièrement pour la confiance qu'il m'a accordée, pour tout le temps qu'il a consacré à la relecture des premières ébauches de ce mémoire, pour ses conseils qui m'ont beaucoup appris sur le métier de chercheur et sur les méthodes de travail.

Françoise Thellier, professeur à l'université Paul Sabatier, qui a accepté d'être rapporteur de cette thèse. Je la remercie pour les nombreux conseils qu'elle m'a apportés durant l'étude du chauffage aéraulique et de la micro-cogénération.

Étienne Wurtz, directeur de recherche du CNRS, pour avoir accepté d'être rapporteur de cette thèse et pour son accueil à l'occasion de plusieurs conférences qu'il a organisées.

Denis Clodic, directeur adjoint du CEP, directeur de recherche à l'École des mines de Paris, qui a accepté de prendre part au jury et qui a suivi la partie de l'étude concernant la micro-cogénération à bois. Il m'a fait confiance à plusieurs reprise, ce en quoi je lui suis reconnaissant.

Alain Trombe, professeur à l'INSA de Toulouse, et Michel Carré, Ingénieur de l'ADEME, qui ont accepté d'être membre du jury de cette thèse et qui m'ont apporté leurs conseils à un moment ou un autre de ce travail.

Bernard Aoun, doctorant du CEP, qui a mis en place le banc d'essai de l'unité de micro-cogénération et a réalisé les essais.

Ceux qui m'ont apporté leur expertise ou leur appui technique et ceux avec qui j'ai eu l'occasion de collaborer :

Pierre Tittelein (LOCIE), Pierre Hollmuller (CUEPE), Thomas Letz (INES), Kamel Haddad (Natural resources Canada), Florence Richard-Quintanilha (USGBC), Olivier Martinez (Enerco Conseils), Kevyn Johannes (CSTB),

Denis Consigny (Canada Clim), Renaud Mikolasek (Izuba Energies), Thierry Salomon (Izuba Energies), Richard Lefebvre (Les Airelles), Damien Labaume (ALDES), Frédéry Lavoye (Université Paul Sabatier).

Les membres du CEP qui ont m'apporté leur contribution sur les plans informatique (Philippe Calvet) et administratif (Anne-Marie Pougin, Aline Garnier, Claire Rochas, Maryvonne Nica). Tous les collègues de l'École des mines de Paris avec qui j'ai eu l'occasion d'échanger, et particulièrement ceux qui sont passés par le bureau Iris : Antoine Marcq, Emil Popovici, Mohamed El Mtiri, Maxime Trocmé, Anthony Benoist, Bruno Filliard, Alexis Kémajou, Alain Guiavarch, Germán Flores, Paul Rivier, Jean-Marc Amann, Julien Fadel, Esper Abdo, Mickaël Haustant, Elisa Brutto …

Ceux qui m'ont aidé à tout moment :

Mes parents, mes sœurs – spécialement Isabelle, ma traductrice officielle – et toute ma famille en pays d'Òc.

Les membres de la Clique, et-twensa, les Bretons, les Nordistes, Franck E., Jo, Sylvain U., Jean-Marie, Alexis D. Je remercie aussi les acmipien-e-s (au sens large) et les amapien-e-s qui se reconnaîtront.

Enfin, je tiens à rendre hommage aux enseignants qui ont marqué ma scolarité et mes études : Suzanne et Jacques Vidal, Daniel Personnaz, M. Céceille, Anne Losekoot, Éric Desmeules, Bruno Michelluti, JP. Durand, Alain Chiron de la Casinière, Jacques Percebois, Annemarie Neffgen… et à mes étudiants de l'EPF et de l'école des Mines !

SOMMAIRE

INTRODUCTION **9**

I CADRE DE LA THESE **13**

I.1 INTRODUCTION **14**
I.2 LE BATIMENT A ENERGIE POSITIVE **14**
I.2.1 Les concepts de bâtiments performants 14
I.2.2 Définition du bâtiment à énergie positive 17
I.2.3 Discussion sur la définition proposée 18
I.2.4 Quelques réalisations de bâtiments performants 19
I.2.5 Les techniques retenues 25
I.3 ANALYSE ENERGETIQUE ET ENVIRONNEMENTALE **26**
I.3.1 Méthodes d'évaluation et d'analyse 26
I.3.2 Les outils de calcul 37
I.4 CONCLUSION **43**

II MODELISATION D'UN SYSTEME DE VENTILATION INTEGRANT UN ECHANGEUR AIR-SOL **45**

II.1 INTRODUCTION **46**
II.1.1 Principe de l'échangeur sur air vicié 46
II.1.2 Principe de l'échangeur air-sol 47
II.1.3 Objectif du chapitre 47
II.2 LES ECHANGEURS AIR-SOL **47**
II.2.1 État de l'art des modèles d'échangeurs air-sol 48
II.2.2 Principaux paramètres de dimensionnement 50
II.2.3 Autres paramètres de dimensionnement 52
II.2.4 Synthèse 53
II.3 MODELISATION DU SYSTEME DE VENTILATION **53**
II.3.1 Objectifs du modèle 53
II.3.2 Structure du modèle 54
II.3.3 Modélisation de l'échangeur air-sol 55
II.3.4 Modélisation de l'échangeur sur air vicié 79
II.3.5 Modélisation de la régulation 80
II.3.6 Contributions des ventilateurs aux performances du système de ventilation 81
II.3.7 Conclusion 85
II.4 MISE EN ŒUVRE INFORMATIQUE DU MODELE **86**
II.4.1 Structure du module de calcul réalisé 86
II.4.2 Méthodes de l'objet COMPOSANTE_TYPE_6 87
II.4.3 Paramètres de l'objet COMPOSANTE_TYPE_6 88
II.4.4 Aperçu de l'interface graphique du module COMPO6 88
II.5 TEST ET VALIDATION DU MODELE **89**
II.5.1 Évaluation des performances du système 89
II.5.2 Étude de sensibilité du modèle d'échangeur air-sol 93
II.5.3 Validation des modèles 103
II.5.4 Validation du système de ventilation complet 109
II.6 CONCLUSION **110**

III MODELISATION D'UN SYSTEME DE CHAUFFAGE AERAULIQUE ALIMENTE PAR MICRO-COGENERATION **111**

III.1 INTRODUCTION **112**
III.2 ETAT DE L'ART ET CHOIX DU SYSTEME ETUDIE **112**

III.2.1 Cogénération 112
III.2.2 Micro-cogénération 113
III.2.3 Moteur Stirling 114
III.2.4 Micro-cogénération par moteur Stirling 118
III.2.5 Chauffage aéraulique et micro-cogénération 119
III.2.6 Description de l'architecture du système modélisé 120
III.3 CARACTERISATION SUR BANC D'ESSAI 121
III.3.1 L'unité de micro-cogénération à moteur Stirling 121
III.3.2 Description des composants du banc d'essai mis en œuvre 123
III.3.3 Liste des paramètres mesurés 124
III.3.4 Stratégie des essais 125
III.3.5 Essais réalisés 126
III.3.6 Conclusions 134
III.4 MODELISATION 135
III.4.1 Objectifs du modèle 135
III.4.2 Structure du modèle 135
III.4.3 Modèle de circuit 136
III.4.4 Modèle de canalisation 137
III.4.5 Modèle d'émetteur du chauffage aéraulique 139
III.4.6 Modèle d'échangeur eau-eau 141
III.4.7 Modèle de ballon stratifié 141
III.4.8 Modèle d'eau chaude sanitaire 144
III.4.9 Modèle du système de micro-cogénération 146
III.4.10 Hypothèses sur les régulations 148
III.5 MISE EN ŒUVRE INFORMATIQUE 149
III.5.1 Structure du module de calcul réalisé 149
III.5.2 Méthodes de l'objet COMPOSANTE_TYPE_8 149
III.6 SIMULATION SUR UN CAS DE REFERENCE 151
III.6.1 Paramètres de simulation pour le cas de référence 151
III.6.2 Résultats pour le cas de référence 153
III.7 ETUDE DE SENSIBILITE 156
III.7.1 Sensibilité à la charge de chauffage 156
III.7.2 Sensibilité au volume du ballon de stockage 157
III.7.3 Sensibilité à la position du thermocouple de régulation dans le ballon 158
III.7.4 Autres phénomènes remarquables 159
III.8 CONCLUSION 159

IV APPLICATIONS 161
IV.1 INTRODUCTION 162
IV.2 LES EQUIPEMENTS DU BATIMENT A ENERGIE POSITIVE 162
IV.2.1 Modèles énergétiques 162
IV.2.2 Analyse de cycle de vie 163
IV.3 MAISONS PASSIVES MITOYENNES A FORMERIE 165
IV.3.1 Présentation du bâtiment 165
IV.3.2 Modélisation du bâtiment 166
IV.3.3 Simulations 171
IV.3.4 Résultats 171
IV.3.5 Conclusion 177
IV.4 MAISON DE ST FARGEAU-PONTHIERRY 177
IV.4.1 Présentation du bâtiment 177
IV.4.2 Modélisation du bâtiment 178
IV.4.3 Simulations 180
IV.4.4 Résultats 181
IV.5 LOGEMENT SOCIAL COLLECTIF A MONTREUIL 184

IV.5.1 Présentation du bâtiment 184
IV.5.2 Modélisation du bâtiment 185
IV.5.3 Simulations 187
IV.5.4 Résultats 187
IV.6 SYNTHESE 191
IV.6.1 Confort thermique 191
IV.6.2 Performances énergétiques 192
IV.6.3 Performances environnementales 195
IV.7 CONCLUSIONS 198

V CONCLUSIONS 201
V.1 CONCLUSIONS TECHNIQUES 202
V.2 CONCLUSIONS CONCERNANT LE BATIMENT A ENERGIE POSITIVE 202
V.3 PROLONGEMENTS 203

SYMBOLES ET NOTATIONS 205

BIBLIOGRAPHIE 213

ANNEXES 225
ANNEXE 1 PRESENTATION DETAILLEE DE QUELQUES CONCEPTS DE BATIMENT 226
ANNEXE 2 ANALYSE DE FOURIER 233
ANNEXE 3 PARAMETRES D'ENTREE DU MODULE COMPO6 : SYSTEME DE VENTILATION INTEGRANT UN ECHANGEUR AIR-SOL 234
ANNEXE 4 ETUDE DE MARCHE DES SYSTEMES DE MICRO-COGENERATION 239
ANNEXE 5 DETAIL DE QUELQUES MODELES APPROCHES DU CYCLE DE STIRLING 240
ANNEXE 6 INSTRUMENTATION DU BANC D'ESSAI 243
ANNEXE 7 PHOTOS DU BANC D'ESSAI MIS EN PLACE AU CEP 247
ANNEXE 8 ETAT DE L'ART DES MODELES DE TEMPERATURE D'EAU FROIDE 249
ANNEXE 9 DIFFUSION DES TRAVAUX REALISES DURANT CETTE THESE 252

Introduction

Le contexte énergétique et environnemental de ce début de XXIe siècle est marqué par la question de la pérennité à tous les niveaux : ressources minérales et énergétiques, cadre de vie, santé, biodiversité. *Sur le plan énergétique*, le déséquilibre entre une production énergétique fondée sur des ressources minérales limitées issues de l'écorce terrestre et une consommation en forte croissance favorise les tensions de tous ordres (économique, géographique, social etc.). *Sur le plan environnemental*, les activités humaines exploitent les ressources procurées par la biosphère terrestre et rejettent les résidus de leurs productions sous forme de déchets dans cette même biosphère. Le fort accroissement de ces activités induit, à plus ou moins long terme, des impacts conséquents, à toutes les échelles (locale, régionale, globale).

À l'échelle planétaire, le secteur du bâtiment représente de 30 à 40 % de la consommation totale d'énergie et une forte part des impacts environnementaux d'origine anthropique. De ce fait, il présente un fort potentiel d'amélioration à la fois sur les plans énergétiques et environnementaux.

Pour répondre à ces défis énergétiques et environnementaux, plusieurs éléments de solution peuvent être mis en œuvre de manière complémentaire. *Du point de vue énergétique*, les solutions concernent les différents maillons de la chaîne énergétique (Figure 1) et passent par la réduction des besoins énergétiques — la « sobriété » —, l'efficacité des équipements et l'adaptation de la chaîne énergétique aux usages. *Du point de vue environnemental*, les solutions sont très nombreuses et concernent notamment la rationalisation de l'utilisation des matières premières, la réduction des émissions polluantes et des déchets et le recyclage des matériaux.

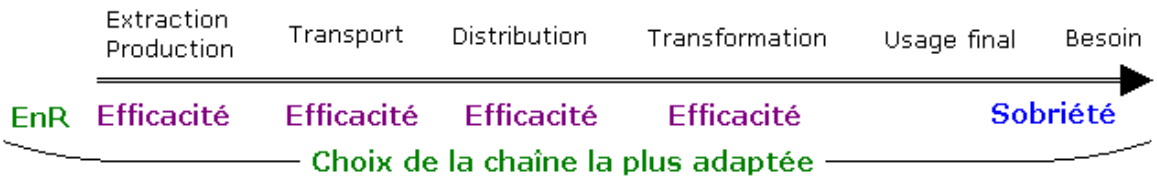


Figure 1. Structure de la chaîne énergétique et moyens d'action

Ces solutions, appliquées au bâtiment, amènent à travailler simultanément sur la consommation du bâtiment, sa structure et ses divers équipements, dès la phase de conception. Le *bâtiment à énergie positive* associe une grande partie de ces solutions. Ces bâtiments, combinant faibles besoins énergétiques et production énergétique décentralisée, sont encore peu répandus, notamment en raison des contraintes économiques et d'un faible retour d'expérience. Leur conception requiert la maîtrise du comportement du bâtiment et de ses composants en toute saison.

Le présent travail de thèse vise à faire progresser les connaissances sur les bâtiments à énergie positive et à permettre une diffusion efficace de ces connaissances via l'amélioration d'un outil d'aide à la conception adapté aux pratiques professionnelles.

Démarche suivie

Le travail réalisé est passé par la caractérisation des bâtiments à énergie positive, par leur modélisation, puis par l'évaluation de leurs performances à travers la simulation de bâtiments existants ou en phase de conception. Ce travail s'est décomposé en quatre grandes phases :

La première phase (chapitre 1) a permis, à travers un large état de l'art, de caractériser et de proposer une définition précise du bâtiment à énergie positive et des méthodes d'établissement des bilans énergétiques et environnementaux. À cette étape de l'étude, plusieurs choix ont été réalisés pour fixer précisément les hypothèses, notamment la nature des technologies les plus adaptées à la réalisation de bâtiments à énergie positive, mais aussi les outils de calcul et d'aide à la conception qui ont été utilisés par la suite. Elle a fait ressortir, en complément des aspects traités antérieurement, les besoins de modélisation en matière de ventilation performante, et en matière de production d'électricité et de chaleur par micro-cogénération.

La seconde phase (chapitre 2) a porté sur l'amélioration d'un outil de calcul existant par l'intégration à un modèle de bâtiment, d'un système de ventilation performant couplé à un échangeur air-sol. Cette phase a nécessité la réalisation d'un état de l'art sur les échangeurs air-sol et a mené à la proposition d'un modèle complet qui a été mis en œuvre dans l'outil de calcul. Ce modèle à été soumis à une procédure de validation par comparaison à des mesures.

La troisième phase (chapitre 3) a porté sur l'amélioration de l'outil de calcul par l'intégration au modèle de bâtiment, d'un système de chauffage aéraulique couplé à un ballon de stockage et à une unité de micro-cogénération. Cette phase a nécessité la mise en œuvre d'un banc d'essai pour la caractérisation du comportement d'une unité de micro-cogénération à bois et la modélisation d'un ensemble de circuits d'eau couplant les différents éléments.

La quatrième et dernière phase (chapitre 4) a porté sur l'utilisation de l'outil ainsi amélioré pour la simulation de bâtiments et la réalisation de bilans. Cette phase s'est appuyée sur différents modules de calculs préexistants intégrés au modèle de bâtiment. Trois cas de figures ont été étudiés : deux maisons jumelles passives, une maison individuelle réhabilitée, un bâtiment de logement collectif rénové, chacun s'appuyant sur un bâtiment existant, amélioré en vue de rendre son bilan énergétique positif. Les simulations ont permis d'en déduire les bilans énergétiques et environnementaux correspondants. L'analyse des résultats obtenus à partir des méthodes identifiées durant la première phase a permis de tirer quelques conclusions de ce travail et d'esquisser des perspectives.

Chapitre I

Cadre de la thèse

I.1 Introduction

Avant d'étudier les performances de bâtiments, il est nécessaire de préciser quels sont les bâtiments qui font l'objet de cette thèse. En particulier, les bâtiments à usage résidentiel ou tertiaire doivent être distingués des bâtiments à usage industriel. En effet, une part majeure des besoins énergétiques de ces derniers est liée aux divers procédés industriels mis en œuvre en leur sein. La très grande variété de ces procédés ne permet pas d'étudier ces bâtiments de manière générale : une étude au cas par cas serait nécessaire. Au contraire, les bâtiments à usage résidentiel ou tertiaire, bien que différents par leurs fonctions, présentent de nombreuses similitudes dans leurs caractéristiques énergétiques (besoins, équipements, structure) ce qui rend leur étude générale plus pertinente. C'est donc cette seule catégorie de bâtiments qui fait l'objet de cette thèse et — sauf mention contraire — le terme « bâtiments » y fera implicitement référence par la suite.

Ce premier chapitre vise à poser le cadre précis de cette thèse. Pour cela, ses objectifs sont les suivants :

- définir le concept de bâtiment à énergie positive et le situer par rapport aux différents concepts de bâtiments performants existants,
- caractériser le bâtiment à énergie positive en identifiant les équipements qu'il est susceptible de comporter dans l'état actuel des technologies,
- décrire et déterminer les méthodes et les critères les plus pertinents pour l'analyse énergétique et environnementale des bâtiments,
- identifier et choisir les outils de calcul permettant la mise en œuvre de ces méthodes et utilisés dans la suite de l'étude,
- identifier les améliorations à apporter à ces outils afin de mener à bien l'étude.

I.2 Le bâtiment à énergie positive

Parmi les nombreux concepts de bâtiments performants, le **bâtiment à énergie positive** est parmi les plus récents [Disch 2008]. En raison de son haut niveau d'exigence, aucune réglementation et aucun standard ne l'ont encore intégré et sa définition n'est donc pas encore clairement établie. Identifier les spécificités de ce concept et en proposer une définition est nécessaire et passe notamment par l'analyse des principaux concepts de bâtiments performants existants. L'examen de quelques réalisations correspondant à ces concepts va permettre d'en identifier les éléments techniques (solutions architecturales, méthodes constructives, équipements) les plus adaptés. Finalement, compte tenu des objectifs du bâtiment à énergie positive, il est possible de retenir un certain nombre de solutions techniques éprouvées ou disponibles à court terme qui pourront constituer un bâtiment à énergie positive.

I.2.1 Les concepts de bâtiments performants

Un concept de bâtiment performant est défini par un ensemble d'objectifs et de solutions techniques destinés à guider le concepteur. Ce dernier, en s'appuyant sur divers outils d'aide à la conception, associe des techniques, matériaux, structures et équipements de manière à atteindre au mieux les objectifs fixés. Enfin, après la mise en service du bâtiment, une phase d'évaluation permet au concepteur et au maître d'ouvrage de quantifier les performances réelles du bâtiment et de les comparer aux objectifs originaux.

Dans cette partie, l'analyse de différentes définitions et dénominations rencontrées dans la littérature amène à proposer une typologie des principaux concepts de bâtiments performants et à en identifier les principales caractéristiques.

I.2.1.1 Typologie des bâtiments performants

Les concepts de bâtiments performants se trouvent le plus souvent définis dans le cadre de certifications, de labels ou de réglementations. Ils sont alors associés à un cahier des charges décrivant leurs objectifs ou à une méthode d'évaluation de leur niveau de performance. Leurs dénominations sont variées, chacune mettant l'accent sur une caractéristique majeure du bâtiment.

Pourtant le concept sous-jacent ne se résume pas à cette simple caractéristique ; ces dénominations sont nécessairement réductrices. Une typologie des dénominations rencontrées dans la littérature a été réalisée, de manière à faire ressortir les principales caractéristiques de ces bâtiments et les principaux concepts associés. Deux types d'approches se distinguent : des *approches purement énergétiques* et des *approches plus larges*.

I.2.1.1.1 Concepts purement énergétiques

Les concepts purement énergétiques accompagnent des réglementations visant la performance énergétique des bâtiments (*Réglementation Thermique 2005* [JORF 2006] en France, réglementation *Energieeinsparverordnung* [EnEV 2004] en Allemagne) ou sont simplement associées à des labels (*Minergie*® en Suisse[1] [Minergie 2008], *Passivhaus* en Allemagne [Passivhaus 2008], *CasaClima/Klimahaus* en Italie [Klimahaus 2008]). En France, la réglementation propose cinq labels (*HPE, THPE, HPE EnR*, *THPE EnR* et *BBC 2005*)[2], soit plusieurs niveaux de performance différents, et incite à l'intégration de sources d'énergies renouvelables au bâtiment [JORF 2007].

Pour ces approches, les critères évalués sont peu nombreux, bien définis et quantifiables ce qui facilite l'identification des concepts sous-jacents. Ceux qui ont été identifiés sont les suivants :

- Le **bâtiment à basse consommation** ou « *basse énergie »* (en anglais : *low energy house*)

Ce bâtiment se caractérise par des besoins énergétiques plus faibles que les bâtiments standards. Ce premier niveau de performance peut être atteint par l'optimisation de l'isolation, la réduction des ponts thermiques et l'accroissement des apports passifs. Ce concept ne comprend a priori aucun moyen de production local d'énergie, sans toutefois l'exclure.

- Le **bâtiment « passif »** (en allemand : *Passivhaus*, en anglais : *passive house*)

Ce bâtiment très faiblement consommateur d'énergie ne nécessite pas de systèmes de chauffage ou de rafraîchissement actifs : les apports passifs solaires et internes et les systèmes de ventilation suffisent à maintenir un ambiance intérieure confortable toute l'année. Ce concept inclut également une réduction des besoins en électricité spécifique et éventuellement une production d'électricité à base de sources d'énergie renouvelables. En pratique, un petit système d'appoint est nécessaire au maintien du confort thermique durant les jours les plus froids ; il est le plus souvent associé à la ventilation.

- Le **bâtiment « producteur d'énergie »** (en anglais : *near zero energy house*)

Il est doté de moyens de production d'énergie locaux. Cependant, cette dénomination ne spécifie ni le niveau de consommation ni la part de cette consommation couverte par la production ni même la nature de l'énergie produite. Il s'agit donc plus d'une caractéristique du bâtiment que d'un concept de bâtiment à proprement parler. L'expression "*bâtiment producteur d'énergie*" est néanmoins parfois employée pour désigner un « bâtiment à énergie positive ».

- Le **bâtiment « zéro énergie »** ou « zéro net » (en anglais : *net zero energy house*)

Ce bâtiment combine de faibles besoins d'énergie à des moyens de production d'énergie locaux. Sa production énergétique équilibre sa consommation si celle-ci est considérée sur une année. Son bilan énergétique net annuel est donc nul [Bernier 2006].

- Le **bâtiment « à énergie positive »** (en allemand : *Plusenergiehaus*)

Ce bâtiment *producteur d'énergie* dépasse le niveau « zéro énergie » : il produit globalement plus d'énergie qu'il n'en consomme. Comme le précédent, ce bâtiment est raccordé à un réseau de distribution d'électricité vers lequel il peut exporter le surplus de sa production électrique [Disch, 2008 ; Maugard *et al.* 2005].

- Le **bâtiment autonome**

Un bâtiment est autonome lorsque sa fourniture énergétique ne dépend d'aucune ressource distante. Ainsi la totalité de l'énergie consommée par le bâtiment est produite sur place à partir de ressources locales. En pratique, le bilan net d'énergie de ce bâtiment est nul à tout instant. Un tel bâtiment se passe des avantages apportés par les réseaux d'approvisionnement (foisonnement,

[1] Avec plusieurs déclinaisons du label : Minergie, Minergie-P (favorisant les énergies renouvelables), Minergie-Eco (intégrant des critères environnementaux), Minergie-P-Eco (combinaison des deux précédents)

[2] HPE : Haute performance énergétique, THPE : Très haute performance énergétique, EnR : Energies renouvelables, BBC : Bâtiment Basse Consommation énergétique

sécurité d'approvisionnement), ce qui impose l'usage de moyens de stockage d'énergie (batteries d'accumulateurs, inertie thermique etc.). Ce type de bâtiment est particulièrement adapté aux sites isolés ou insulaires car il évite les coûts de raccordement aux divers réseaux.

I.2.1.1.2 Concepts plus larges

Certains concepts découlent d'approches globales qui prennent en compte un grand nombre d'interactions du bâtiment avec son environnement, la question énergétique ne formant qu'une partie de ces interactions. C'est le cas des méthodes *CASBEE* (Japon) [CASBEE 2008], *LEED* (États-Unis d'Amérique) [USGBC 2008] et *BREEAM* (Royaume-Uni) [BREEAM 2008] qui visent une labélisation ou une certification, mais aussi de la *norme R-2000* au Canada, qui est associée à une réglementation [R2000 2005]. En France, la *démarche HQE®* (Haute Qualité Environnementale), proposée aux maîtres d'ouvrage, ne fixe aucun objectif de performances [AssoHQE 2006]. Des organismes certificateurs proposent des référentiels.

Ces différentes approches globales visent à apprécier la « qualité environnementale » du bâtiment. Cependant, les critères de performances environnementales considérés sont nombreux et variables selon les approches, parfois subjectifs, et donc sujets à débats et controverses[3]. D'autres concepts sont basés sur une approche économique. Les principaux concepts identifiés sont les suivants :

- « **zero utility cost house** », « net zero annual energy bill » ou « zero energy affordable housing »

Ces expressions, plutôt évoquées au Japon ou aux Etats-Unis d'Amérique, désignent des bâtiments dont la facture énergétique est nulle : la vente d'une partie de la production énergétique du bâtiment compense les frais engendrés par l'achat de l'énergie consommée (électricité, hydrocarbures etc.). Cette approche est privilégiée dans l'habitat social pour lequel la facture énergétique représente une part importante du budget des occupants. L'objectif est atteint grâce à la réduction des consommations et à l'usage de ressources énergétiques renouvelables gratuites. Mais le bilan dépend de facteurs non physiques tels que les prix des énergies ou les offres commerciales des fournisseurs.

- « **maison neutre en carbone** », « maison zéro carbone » ou « bâtiment à émission zéro » (en anglais : *carbon neutral house* ou *low carbon house*)

Ces expressions désignent un bâtiment dont le fonctionnement n'induit aucune émission de CO_2. Cette orientation, qui s'inscrit dans la démarche du protocole de Kyoto, vise à réduire la participation du bâtiment à l'accroissement de l'effet de serre. La démarche "zéro carbone" est généralement associée à un mode de vie, dont la portée, au-delà du bâtiment, englobe les modes de déplacement, voire les modes de consommation des occupants du bâtiment. L'une des conséquences de cette démarche est l'utilisation exclusive de ressources énergétiques renouvelables. Le projet *BedZed*, en Angleterre, a été réalisé selon ce principe [BedZed 2008].

- Le **bâtiment « vert »**, « **durable », « soutenable » ou « écologique »** (en anglais : *green building*)

Ces qualificatifs font référence à des notions surtout symboliques dont les concepts associés sont mal définis[4]. Ils dépassent très largement le cadre énergétique et soulignent plutôt le faible impact **environnemental** du bâtiment, par exemple par les matériaux mis en œuvre. L'une des multiples facettes de tels bâtiments peut éventuellement correspondre à l'un des concepts présentés plus haut.

- Le **bâtiment « intelligent »** (en anglais : *intelligent building*)

Cette expression désigne un bâtiment qui présente une forme « d'intelligence », généralement apportée par des automates programmables et des systèmes informatiques de supervision. Ces équipements visent à améliorer la gestion de certaines fonctions modulables du bâtiment, telles que la protection solaire, la ventilation, le chauffage, l'éclairage ou la sécurisation des accès. Il existe une multitude de définitions de ce concept [Wong *et al.* 2005], cependant l'objectif essentiel du bâtiment intelligent semble être **l'amélioration du confort et de la productivité des occupants** à l'intérieur du

[3] Un projet européen, intitulé LenSe (Methodology development towards a Label for Environmental, Social and Economic Buildings), s'emploie actuellement à élaborer une définition européenne commune du « bâtiment durable » en vue d'aboutir à une méthode d'évaluation commune [LenSe 2008].

[4] Voir par exemple [IISBE 2008]

bâtiment. Par conséquent les préoccupations énergétiques et environnementales peuvent y être secondaires, voire absentes.

I.2.1.2 Les critères d'évaluation propres aux bâtiments performants

Il apparaît une forte convergence des concepts décrits au § I.2.1.1 autour de quelques caractéristiques principales telles que :

- le **besoin énergétique annuel de chauffage**, rapporté à une surface, généralement la surface chauffée
- la **consommation d'énergie**, également par unité de surface, pouvant inclure le chauffage, mais aussi l'eau chaude sanitaire, l'éclairage, la ventilation, les auxiliaires, voire les autres usages de l'électricité, cet indicateur étant le plus souvent exprimé en énergie primaire
- la **production** d'énergie à partir de ressources renouvelables

Les concepts diffèrent surtout par les niveaux d'exigence de chacun d'eux vis-à-vis de ces caractéristiques. Ces niveaux d'exigence constituent des critères permettant de vérifier si les objectifs du concept sont atteints.

Quelques caractéristiques secondaires peuvent s'ajouter aux précédentes, telles que :

- **l'étanchéité** du bâtiment à l'air
- les **performances** des équipements et des matériaux mis en œuvre
- des éléments non énergétiques, tels que la nature des matériaux (naturelle ou synthétique), le surcoût de la construction, les émissions de CO_2, le niveau de confort thermique etc.

I.2.1.3 Conclusion

Tous les concepts présentés dans cette partie convergent autour de quelques critères simples (§. I.2.1.2) visant à l'amélioration de l'efficacité énergétique du bâtiment, à la valorisation des ressources énergétiques locales ou à l'intégration de préoccupations environnementales ou économiques. Seuls l'approche retenue, le niveau d'exigence et les spécificités géographiques locales expliquent la variété des critères considérés.

Définir l'ensemble des bâtiments « à basse consommation *et* producteurs d'énergie » — qui intègre notamment les bâtiments à basse consommation, les bâtiments passifs et les bâtiments à énergie positive — ne pose aucun a priori sur la valeur des bilans d'énergie ni sur les choix technologiques envisageables. Dans cet ensemble, le « **bâtiment à énergie positive** » représente le niveau de performance le plus élevé. Le bilan énergétique positif doit être considéré avant tout comme un objectif de conception, dont seules des mesures sur un bâtiment réel permettront d'attester la validité. Pour cette raison, bien que le bâtiment à énergie positive en constitue l'objet, cette thèse s'intéresse aussi à des bâtiments « à basse consommation *et* producteurs d'énergie » n'atteignant pas nécessairement cet objectif. En particulier, le standard Passivhaus, en raison de son large développement et du retour d'expérience qui en découle, pourra constituer une base de travail pertinente pour l'étude de bâtiments à énergie positive.

I.2.2 Définition du bâtiment à énergie positive

Il n'a pas été possible de tirer de la littérature une définition claire, rigoureuse et unique de ce concept. La plupart des définitions rencontrées se rapportent au bâtiment zéro énergie et demeurent très variées et assez peu précises [Voss et Kramp 2007]. Par exemple, aux États-Unis d'Amérique, le **Zero Energy Home** (ZEH), proposé par le ministère de l'énergie (U.S. Department of Energy, DoE) dans le cadre du programme de recherche *Building America*, est défini comme un bâtiment produisant *autant ou plus d'énergie qu'il n'en a besoin*. Même si un tel bâtiment peut être connecté à un réseau d'énergie, il présente un bilan net de consommation d'énergie nul vis-à-vis du fournisseur d'énergie. Sans que cela soit totalement explicité dans sa définition[5], il semble que le ZEH considère essentiellement les consommations d'électricité.

[5] La presentation du concept est la suivante : "*A Zero Energy Home (ZEH) combines state-of-the-art, energy-efficient construction and appliances with commercially available renewable energy systems such as solar*

Au Canada, la *Net-Zero Energy Home Coalition*[6] propose une définition assez proche, ne considérant précisément que le bilan électrique, ce qui a l'avantage de la clarté :

« Une ***Net-Zero Energy Home*** *(NZEH) fournit annuellement au réseau une quantité d'électricité au moins égale à la quantité d'électricité soutirée au réseau. Dans de nombreux cas, la totalité de la consommation énergétique (chauffage, rafraîchissement et électricité) d'une NZEH peut être fournie par des sources d'énergies renouvelables. »*[7]

En Europe, les concepts de « **maison basse énergie** » et de « **maison passive** » sont décrits respectivement par la réglementation allemande EnEV et par le standard Passivhaus. Par contre, le concept de « **maison a énergie positive** », évoqué par le Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB) en France [Maugard *et al.* 2005] et par quelques architectes tels que Rolf Disch en Allemagne [Disch 2008], n'est jamais précisément défini. C'est la raison pour laquelle **nous proposons ici une définition** qui sera retenue comme base dans la suite du présent travail de recherche :

« Sur une année donnée de sa phase d'exploitation, un bâtiment assurant un usage résidentiel ou tertiaire pour lequel il est conçu est à « énergie positive » si et seulement si l'énergie totale exportée est supérieure à l'énergie totale importée par le bâtiment. Le bilan intègre aussi les parties annexes du bâtiment lorsqu'elles participent aux fonctions pour lesquelles il est conçu (local technique, cave, garage, etc.) »

Cette définition s'appuie donc sur :

- Une approche d'équilibre énergétique local [Voss et Kramp 2007]
- Les contenus énergétiques de l'ensemble des flux *réellement* échangés : Les notions d'importation et d'exportation font référence aux échanges d'énergie entre le bâtiment et les différents réseaux de distribution d'énergie (chaleur, combustibles, électricité) auxquels il est connecté. Ces échanges sont quantifiables. Par contre, l'énergie échangée avec l'environnement immédiat du bâtiment (air, eau, sol) n'est pas comptabilisée.
- Une période temporelle d'observation annuelle, afin d'abstraire le bilan des biais saisonniers.

L'énergie considérée ici correspond au contenu énergétique des flux réels, qui sera désignée par la suite *énergie finale.* Ce contenu est facilement mesurable en ce qui concerne la chaleur ou l'électricité. Par contre, une convention est nécessaire pour la comptabilisation du contenu énergétique des combustibles. Le *pouvoir calorifique supérieur* (PCS), correspondant à l'enthalpie libérée par la réaction de combustion, est préférable au *pouvoir calorifique inférieur* (PCI) du fait qu'il est tout à fait possible de valoriser par condensation la chaleur latente de vaporisation de l'eau produite. Dans les deux cas, cette convention doit être explicitement précisée.

I.2.3 Discussion sur la définition proposée

Le choix de l'énergie finale pour la réalisation du bilan, facilite la comptabilité énergétique, par contre, ce raisonnement fait abstraction de la nature des flux considérés et de la chaîne énergétique amont associée. En effet, la prise en compte de la nature des flux mènerait à une comptabilité *exergétique* (cf. § I.3.1.1.4) tandis que la prise en compte de la chaîne énergétique mènerait à une comptabilité *en énergie primaire* (cf. § I.3.1.1.3), découlant d'une analyse de la chaîne de transformation et de transport des différents vecteurs énergétiques. Compte tenu des diverses définitions actuellement retenues pour les bâtiments à énergie zéro ou à énergie positive, ces deux types d'analyses n'ont pas été retenus. Pourtant les analyses en exergie et en énergie primaire fourniraient une information plus en adéquation avec les interactions du bâtiment avec son environnement.

---

water heating and solar electricity. This combination can result in net zero energy consumption from the utility provider. Zero Energy Homes are connected to the utility grid but can be designed and constructed to produce as much energy as they consume annually" in [ZEH 2006].

6 Coalition d'industriels, d'associations et de centres de recherche du Canada.

7 *"A net-zero energy home at a minimum supplies to the grid an annual output of electricity that is equal to the amount of power purchased from the grid. In many cases the entire energy consumption (heating, cooling and electrical) of a net-zero energy home can be provided by renewable energy sources."* in [NZEH 2008]

D'autres approches sont aussi envisageables, considérant par exemple un bilan énergétique global (avec importation d'électricité certifiée d'origine renouvelable) ou sur une échelle temporelle plus large (toute la durée de vie du bâtiment) ou encore intégrant l'énergie « grise » des matériaux et des équipements constitutifs du bâtiment [Voss et Kramp 2007]. Cette thèse donnera l'occasion de comparer les deux indicateurs, énergie finale et énergie primaire, à travers l'analyse environnementale qui sera menée (§ I.3.1.4).

I.2.4 Quelques réalisations de bâtiments performants

L'observation de quelques bâtiments performants et innovants, par le retour d'expérience qu'ils apportent, va permettre d'identifier des solutions technologiques adaptées actuellement au bâtiment à énergie positive. À cet effet, plusieurs réalisations remarquables, issues de projets-pilotes menés dans différents pays européens, sont présentées et comparées ci-après[8].

I.2.4.1 Projet européen CEPHEUS

Le projet CEPHEUS[9], inscrit dans le programme THERMIE de la Commission Européenne, s'est déroulé de 1998 à 2001. Il représente la première étude à grande échelle des performances de bâtiments passifs. Il a abouti à la réalisation de 14 bâtiments, répartis dans 5 cinq pays européens différents (Allemagne, Autriche, France, Suède et Suisse) et comportant au total 221 logements, conçus selon le standard *Passivhaus*. Les bâtiments réalisés (Figure 2) ont permis d'acquérir un important retour d'expérience, exposé dans le rapport final du projet [Feist *et al.* 2001 ; Feist *et al.* 2005]

Figure 2 Quartier Kronsberg de Hanovre (Allemagne) étudié dans le projet CEPHEUS

Les techniques mises en œuvre dans la majorité des logements réalisés ont visé à réduire les déperditions thermiques. Conformément aux recommandations du standard Passivhaus, l'enveloppe a été fortement isolée ($U < 0{,}15$ W.m^{-2}.K^{-1}), les vitrages performants ont été installés ($U_w < 0{,}8$ W.m^{-2}.K^{-1}), les ponts thermiques ont été supprimés et les fuites d'air ont été réduites au minimum (infiltrations < 0,6 vol.h^{-1} pour une surpression de 50 Pa). La ventilation mécanique contrôlée (VMC) (débit limité au débit hygiénique) associée à un échangeur de chaleur performant (efficacité supérieure à 75 %), et de manière optionnelle à un échangeur air-sol, a permis de réduire grandement les pertes thermiques par renouvellement d'air. Enfin, la température intérieure des bâtiments a été fixée à 20 °C.

Ainsi, les besoins de chauffage ont été réduits de 80 % par rapport à des bâtiments neufs réglementaires. Les 20 % restants ont été satisfaits par des pompes à chaleur ou des chaudières à bois utilisées en appoint, fournissant leur chaleur à l'air neuf, directement dans le circuit de ventilation, entre l'échangeur de chaleur et les bouches d'aération. L'intégration de poêles ou de cheminées à bois ne semble pas évidente dans ce type de bâtiment en raison de l'incompatibilité entre la grande étanchéité du bâtiment et le besoin d'air neuf permanent nécessaire au fonctionnement correct des systèmes à combustion. Pourtant, le bois est capable de couvrir la totalité des besoins d'une maison

[8] Pour un aperçu d'études et de réalisations récentes en France, le lecteur pourra se reporter à [Garde *et al.* 2006 ; Krauss *et al.* 2006].

[9] CEPHEUS : *Cost Efficient Passive Houses as European Standards*

passive. La mise en place d'amenées d'air indépendantes et l'amélioration des rendements des poêles et inserts pourraient mener à une plus grande utilisation du bois-énergie dans les maisons passives.

Le rapport final du projet [Feist *et al.* 2001] met en évidence la part importante prise par la consommation électrique dans les bilans énergétiques final et primaire. En effet, le standard Passivhaus n'impose rien en matière d'équipement électrique à faible consommation, ce qui amène la consommation d'électricité à représenter environ 50 % de la consommation totale utile et 75 % environ de la consommation totale en énergie primaire. D'autre part, la forte réduction des besoins de chauffage associée à un chauffage d'appoint à air dans le circuit de ventilation a mis en évidence l'importance des pertes thermiques dues à la distribution de la chaleur dans les différentes pièces du bâtiment. Le rapport indique aussi qu'un traitement de ces pertes pourrait réduire encore la consommation d'énergie finale de 20 à 30 %.

Le projet CEPHEUS, à travers ses diverses réalisations, a démontré la faisabilité technique et économique des maisons satisfaisant au standard Passivhaus. Cependant, les solutions techniques mises en œuvre ne semblent pas encore entièrement optimales. De plus, un effort peut être apporté facilement en réduisant les besoins énergétiques autres que ceux de chauffage.

I.2.4.2 « Wohnen & Arbeiten »

Le quartier Vauban est situé à Fribourg-en-Brisgau (Allemagne) sur l'emplacement d'une ancienne caserne militaire de l'armée française. Depuis 1993, les 38 hectares de ce site ont été remodelés pour former un quartier à haute valeur environnementale, sociale, économique et culturelle. Le bâtiment « Wohnen & Arbeiten »[10] (Figure 3) y a été réalisé en 1999 par l'architecte Michael Gies et le bureau d'études Solares Bauen issu du Fraunhaufer-Institut für Solare Energiesysteme. Il regroupe 15 logements et 4 bureaux pour un total de 1 428 m^2 et une occupation prévue de 44 personnes [Wittwer et Voss 2001].

Figure 3 Façade sud du bâtiment "Wohnen & Arbeiten"
Source : [Wittwer et Voss 2001]

La conception énergétique de ce bâtiment vise à réduire de 80 % les émissions de CO_2 induits par la consommation énergétique pour le chauffage, l'eau chaude et l'électricité par rapport à un bâtiment conforme à la réglementation allemande de l'époque (Wärmeschutzverordnung 95) [WSchV'95 1994]. Plus précisément, les objectifs initiaux étaient de réduire les besoins de chaleur de 93 %, les besoins d'eau chaude sanitaire de 82 % et les besoins d'électricité de 67 % par rapport à un bâtiment standard. Deux autres objectifs s'y ajoutaient : la réduction des émissions de CO_2 imputées

[10] en français : « Habiter et travailler »

aux transports de plus de 50 % et la limitation du surcoût de construction à 300 DM/m^2 (soit environ 153 €/m^2)[11].

Les techniques mises en œuvre au sein du bâtiment « Wohnen & Arbeiten » sont constituées par des protections solaires, un système de ventilation mécanisé centralisé avec échangeur de chaleur sur air vicié de bon rendement (82 %), une forte isolation des parois de l'enveloppe, une minimisation des longueurs des canalisations de chaleur, une centrale de cogénération au gaz naturel (12,5 kW_{th} et 5,5 kW_e) avec échangeurs de chaleur sur les gaz d'échappement, des capteurs solaires thermiques (39,6 m^2) et photovoltaïques (60 m^2, soit 3,2 kW_c) et des équipements économes en énergie et en eau. De plus, une partie des équipements est mise en commun. C'est le cas des lave-linge qui sont regroupés dans un cellier, mais aussi des congélateurs qui sont regroupés dans une cave. Le séchage passif du linge a été mis en avant. Les lave-linge et les lave-vaisselle sont raccordés au réseau d'eau chaude et utilisent ainsi la chaleur fournie par la centrale de cogénération.

Les mesures réalisées durant la première année d'exploitation du bâtiment ont permis de réaliser des bilans en énergie finale (Figure 4). Sur les 28 675 kWh d'électricité consommés sur l'année, 56 % ont été produits dans le bâtiment (46 % par la cogénération et 10 % par les panneaux photovoltaïques). Sur cette même période, les consommations en énergie finale pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire se sont élevées respectivement à 15,2 kWh.m^{-2} et 16,6 kWh.m^{-2}. Même si les objectifs fixés initialement n'ont pas totalement été atteints, ces résultats sont prometteurs. Les écarts observés s'expliquent par divers problèmes techniques et administratifs et par des prévisions légèrement optimistes. En revanche, les objectifs vis-à-vis des émissions de CO_2 des transports et du surcoût de construction ont été atteints.

Environ 24 % des besoins énergétiques du bâtiment sont fournis par l'énergie solaire (18 500 kWh) (Figure 5), mais la consommation repose à 76 % sur le gaz naturel (comptabilisé ici en PCI) et l'électricité fournis par les réseaux de distribution. Ce bâtiment, bien que producteur d'énergie, n'exporte aucune énergie : ce n'est donc pas un bâtiment à énergie positive.

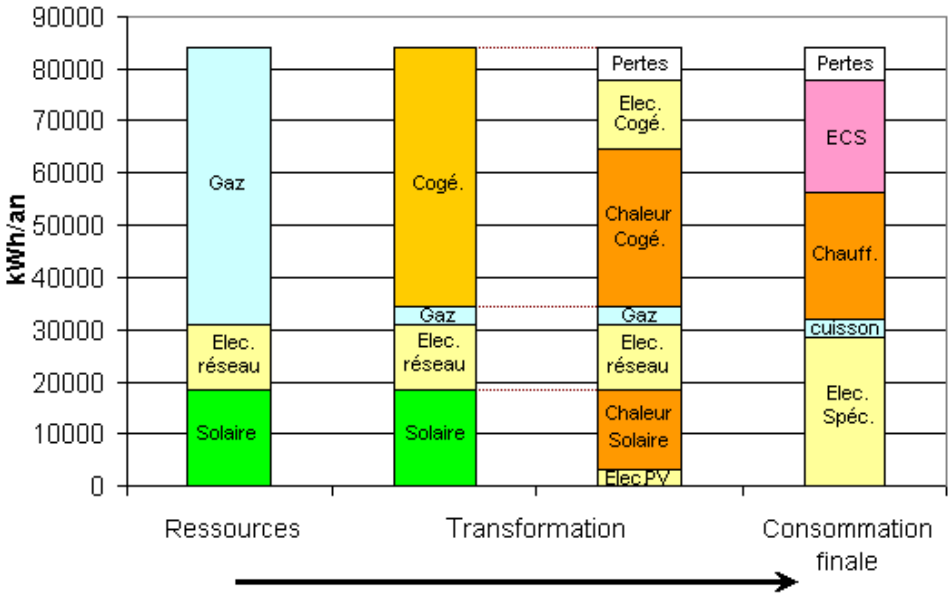


Figure 4 Répartition des ressources et des usages de l'énergie dans le bâtiment "Wohnen & Arbeiten" durant sa première année d'exploitation

La réduction des émissions de CO_2 a été finalement évaluée à 77 % par rapport au même bâtiment respectant la référence de la réglementation thermique allemande de 1995 [WSchV'95 1994], ce qui est très proche de l'objectif de 80 % fixé lors de la conception.

[11] [Wittwer et Voss 2001] indique que compte tenu de l'expérience acquise le surcoût pourrait se limiter à 200 DM/m^2 (soit environ 102 €/m^2) pour les projets à venir.

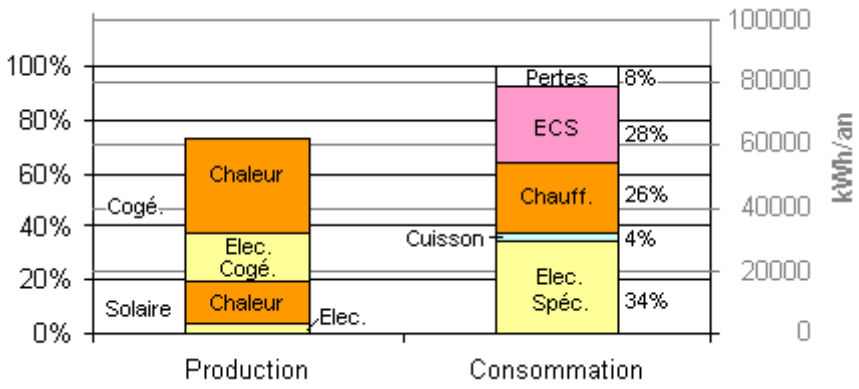


Figure 5 Productions et consommations du bâtiment "Wohnen & Arbeiten"

I.2.4.3 Maison Hölken

Cette maison, conçue par le Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme (F-ISE), a été bâtie à Fribourg-en-Brisgau (Allemagne) en 1992. Il s'agit d'une maison solaire autonome expérimentale de 145 m^2 de surface chauffée [Voss *et al*. 1996].

Suivant un plan bioclimatique, cette maison dispose d'une façade solaire composée de vitrages (U_w = 0,6 W.m^{-2}.K^{-1}), d'isolants opaques (U < 0,2 W.m^{-2}.K^{-1}) et d'isolants transparents associés à des protections solaires intégrées (Figure 6). Les besoins de chaleurs sont maîtrisés grâce à un échangeur de chaleur sur air vicié associé à un échangeur air-sol. Les appareils électriques sont très économes. La production d'électricité est assurée par une toiture photovoltaïque (34 m^2) et celle de l'eau chaude sanitaire par 12 m^2 de capteurs solaires thermiques. Comme cette maison est autonome, la gestion et le stockage de l'énergie sont assurés par une pile à combustible réversible fonctionnant en cogénération : le surplus d'électricité produit par la toiture photovoltaïque sert à l'électrolyse de l'eau. Lors de pointes de besoins et en l'absence de soleil, la pile convertit l'hydrogène stocké en électricité et en chaleur. L'hydrogène est aussi utilisé pour la cuisson [Goetzberger *et al.* 1993].

Figure 6 Façade sud de la maison Hölken
Source : Fraunhofer ISE

Bien que le suivi des consommations ait été réalisé durant plusieurs années, il n'a pas été possible de disposer du bilan énergétique complet. Néanmoins, les besoins de chauffage de cette maison sont quasiment nuls. L'eau chaude sanitaire et l'électricité spécifique représentent la majeure partie de la consommation du bâtiment. D'après [Goetzberger *et al.* 1994], un tel bâtiment autonome, bien que satisfaisant d'un point de vue des performances atteintes, ne peut être développé à grande échelle pour des raisons à la fois techniques, économiques et environnementales.

I.2.4.4 Maison ZEN

La maison ZEN (Zéro Energie Net) a été bâtie à Montagnole (Savoie, France) et est habitée depuis fin 2007 par son concepteur, Alain Ricaud, et sa famille [Ricaud 2007]. Cette maison de 200 m^2 vise à la fois le bilan d'énergie positif, l'absence d'émission de CO_2 et la reproductibilité. Sa structure en bois massif[12] s'appuie sur une conception bioclimatique. Elle est isolée par une couche de liège expansée et est équipée de larges fenêtres à triple vitrage peu émissif avec lame argon et de protections solaires. Les équipements consommateurs sont très efficaces : une pompe à chaleur sur air extrait couplée à un échangeur air-sol assure le chauffage ou le rafraîchissement par l'air de ventilation et une pompe à chaleur air-eau produit l'eau chaude sanitaire ainsi qu'un complément de chauffage par les murs. La totalité de l'énergie consommée est donc de l'électricité. Celle-ci est produite par la toiture photovoltaïque du bâtiment (13,5 kW_c) (Figure 7).

Figure 7 La maison ZEN
Source : [Ricaud 2007]

Du point de vue quantitatif, la production annuelle photovoltaïque prévisionnelle s'éleve à 12 000 kWh tandis que la consommation électrique ne doit pas dépasser 9 000 kWh, ce qui correspond théoriquement à un bilan largement positif. Un suivi de la production et des consommations électriques est en cours pour valider ces prévisions.

I.2.4.5 Réalisations de l'architecte Rolf Disch

L'architecte allemand Rolf Disch a conçu plusieurs projets selon le concept *Plusenergiehaus* (maison à énergie positive). C'est le cas notamment du lotissement solaire *Solarsiedlung* de Fribourg-en-Brisgau (Figure 8).

Figure 8 Aperçu du lotissement Solarsiedlung de Rolf Disch

[12] Structure en KLH (Kreutzlagenholz), lamelles de bois massif contre-collées

Les 58 maisons à ossature bois offrent des surfaces habitables comprises entre 75 m^2 à 270 m^2 et présentent des besoins de chauffage inférieurs à 15 $kWh.m^{-2}.an^{-1}$. Chaque maison est équipée d'une toiture photovoltaïque d'une puissance crête de 3 à 10 kW_c. La production électrique est injectée sur le réseau public [Disch 2008].

I.2.4.6 Conclusion

La comparaison de quelques-unes des caractéristiques les plus significatives des quatre premiers projets présentés plus haut fait ressortir plusieurs points importants (cf. Tableaux 1).

Pour chacun de ces projets, l'approche a été différente. Les réalisations du projet CEPHEUS s'appuient sur le standard Passivhaus sans se préoccuper de la production d'énergie mais le plus souvent avec un chauffage aéraulique. La conception du bâtiment « Wohnen & Arbeiten » s'est appuyée sur le standard Passivhaus en le complétant par de la production d'énergie. La maison autonome Hölken a fortement développé les aspects de chauffage passif et de stockage de l'énergie. La maison ZEN est un bâtiment à énergie positive qui dépasse largement les exigences du standard Passivhaus.

	Isolation renforcée	**Protection solaire**	**Échangeur sur air vicié**	**Étanchéité** *vol.h^{-1} à 50 Pa*	**Équipements économes**	**Réseau de chauffage**	**Préchauffage de l'air ventilé**
Réalisations CEPHEUS	oui	oui	oui	< 0,6	non	à air	Échangeur air-sol (optionnel)
Wohnen & Arbeiten	oui	oui	oui	1,05 (valeur avant améliorations)	oui	à eau	non
Maison Hölken	oui	oui	oui	?	oui	à air	Échangeur air-sol
Maison ZEN	oui	oui	oui	?	oui	à air, complement à eau	Échangeur air-sol

	Source d'énergie	**Système**	**Rafraîchissement**	**Consommation totale**[13] *kWh.m^{-2}.an^{-1}*	**Couverture énergétique des besoins par production renouvelable**
Réalisations CEPHEUS	Élec. réseau ou bois	Pompe à chaleur ou chaudière bois	Passif	entre 40 et 170	0 %
Wohnen & Arbeiten	Solaire PV et thermique, gaz, élec. réseau	Cogénération à gaz	Passif	52	24 %
Maison Hölken	Solaire PV et thermique	Pile à combustible réversible en cogénération	Passif	environ 30	100 %
Maison ZEN	Solaire PV	Pompe à chaleur	Passif et actif	environ 45	130 %

Tableaux 1 Principales caractéristiques des bâtiments performants

Les techniques mises en œuvre sur ces projets présentent certaines similitudes. La réduction des besoins de chaleur et la nécessité, pour cela, de maîtriser la plus grande partie des échanges thermiques entre l'intérieur et l'extérieur a amené invariablement à disposer les **ouvertures** du

[13] Chauffage, eau chaude sanitaire, ventilation, électricité spécifique uniquement

bâtiment de manière optimale, à mettre en place des **protections solaires**, à **sur-isoler** les parois, à utiliser des **vitrages très isolants**, à **réduire les ponts thermiques**, à **réduire les infiltrations d'air**, à traiter la **ventilation de manière mécanisée** et à recycler la plus grande partie de la chaleur à l'aide d'un **échangeur sur air vicié**.

Par contre, selon l'objectif retenu, le choix des systèmes de production, de transformation, de stockage, de diffusion et de consommation de l'énergie varie fortement. En particulier, pour les maison Hölken et ZEN, le refus de consommer des carburants fossiles localement ou à distance (pas de consommation nette d'électricité à partir du réseau électrique[14]) a mené au choix du tout électrique. Mais d'autres configurations sont envisageables et l'un des objectifs de cette thèse consiste à en étudier plusieurs.

I.2.5 Les techniques retenues

Les illustrations précédentes ont permis d'identifier les techniques et les équipements pouvant entrer dans la conception d'un **bâtiment à énergie positive**. Les techniques présentées ci-après ont été retenues pour faire l'objet de l'étude. Elles ont été sélectionnées en raison de leur *simplicité* de mise en œuvre et de gestion, de leur *efficacité*, de leur *disponibilité* ou de leur *fort potentiel* de développement technique et économique à court terme.

I.2.5.1 L'enveloppe du bâtiment

Avant tout, une **approche bioclimatique** doit être suivie pour favoriser les apports solaires passifs nécessaires à la réduction des besoins de chauffage. La situation, l'orientation, la compacité du bâtiment, la position et la performance des vitrages doivent donc être optimisés. Ensuite, l'enveloppe doit être **fortement isolée** (y compris la dalle) et les **ponts thermiques éliminés**, ce qui passe le plus fréquemment par une **isolation par l'extérieur**.

Les autres techniques propres à l'enveloppe du bâtiment, telles que vérandas ou façades ventilées semblent plus difficiles à maîtriser et ne seront pas étudiées ici.

L'inertie thermique est un paramètre important, lié à la capacité de stockage des apports passifs et à la régulation des températures. Elle est favorisée par la masse du bâti et par l'isolation par l'extérieur.

I.2.5.2 Ventilation

Le bâtiment à énergie positive doit être très **étanche** à l'air. Sa ventilation doit être maîtrisée, via une **ventilation mécanique contrôlée à double flux** couplée à un **récupérateur de chaleur sur air vicié** performant limitant les échanges thermiques par renouvellement d'air. Selon les besoins, le maintien du confort d'été peut être assuré de manière passive par un **échangeur air-sol** ou par une stratégie de **ventilation nocturne** [Artmann *et al.* 2007]. La ventilation simple flux associée à des bouches d'entrée d'air ou d'extraction à débit régulé selon le taux d'hygrométrie (« hygroréglable ») ou de polluants, ne présente pas de performances suffisantes au vu des objectifs du bâtiment à énergie positive. Elle est donc exclue.

I.2.5.3 Diffusion de la chaleur et du froid

Bien que cette solution ne fasse pas l'unanimité en matière de confort hygrothermique, le **chauffage aéraulique,** utilisant le réseau de ventilation pour la diffusion de la chaleur, semble la solution la plus simple et la plus économique à mettre en œuvre au sein d'un bâtiment à énergie positive. En effet, cette solution nécessite un équipement peu encombrant. Elle possède une bonne réactivité aux besoins de puissance du fait de sa faible inertie et est donc particulièrement adaptée aux bâtiments très isolés, où le moindre apport solaire ou interne suffit à atteindre la température de consigne : l'arrêt du système doit alors être très rapide. Cette propriété est encore plus essentielle si l'enveloppe est légère (par exemple une ossature bois à isolation répartie).

[14] Par exemple, en 2005, l'origine de la production électrique en Allemagne se décomposait comme suit : 26,3 % Nucléaire, 24,8 % Lignite, 21,6 % Houille, 11,4% Gaz naturel, 4,4 % Hydraulique, 4,4 % Vent, 1,9 % Fioul, 5,2% autres ressources [Horn *et al.* 2007]

I.2.5.4 Production d'énergie

L'électricité nécessaire au fonctionnement du bâtiment peut être produite sur place à partir de **ressources renouvelables** disponibles localement : le soleil (conversion photovoltaïque), le vent (conversion électromécanique par aérogénérateur) ou l'énergie mécanique de l'eau (hydroélectricité).

La chaleur nécessaire au maintien du confort intérieur et au chauffage de l'eau sanitaire est assurée, soit par des **panneaux solaires thermiques** (dits aussi « héliothermiques »), soit par un équipement de **cogénération** fonctionnant de préférence avec un combustible renouvelable. L'usage d'une **pompe à chaleur** peut-être envisagé dès lors que la production locale d'électricité à partir de ressources renouvelables est suffisante (cf. [Malz 2000, Disch 2008]). Théoriquement, une petite pompe à chaleur air-air, couplée à un récupérateur de chaleur sur air vicié, pourrait assurer l'appoint de chaleur nécessaire au bâtiment avec un très bon coefficient de performance [Bojić 2000]. Cependant, pour des raisons économiques, cette solution n'est pas présente sur le marché et ne sera pas étudiée ici.

La technologie des piles à combustible, qui ne semble pas être suffisamment mûre pour une mise en œuvre dans un bâtiment à énergie positive, n'a pas été retenue pour notre étude. Elle peut toutefois représenter une perspective intéressante pour le stockage saisonnier dans le cas de bâtiments autonomes (cas des piles réversibles ou régénératives).

Les **apports internes** de chaleur, issus du métabolisme des occupants ou du fonctionnement des appareils domestiques doivent être comptabilisés car ils peuvent fortement contribuer au chauffage du bâtiment en hiver ou à sa surchauffe en été.

I.2.5.5 Le stockage de la chaleur

Le stockage de la chaleur est assuré, de manière passive, par la **masse thermique** du bâtiment et de ses composants internes et, de manière active, par un **ballon d'eau chaude**. Les matériaux à changement en phase, destinés à accroître l'inertie thermique des parois internes du bâtiment, sont encore en phase de développement [Sharma *et al.* 2008]. Ils n'ont pas été retenus. Le stockage saisonnier n'est pas abordé dans cette étude car il est adapté à des projets à grande échelle, rares aujourd'hui.

I.2.5.6 Le stockage de l'électricité

La **connexion du bâtiment au réseau de distribution d'électricité** est supposée afin de permettre l'exportation de la production électrique excédentaire du bâtiment. Ainsi, la question du stockage de l'électricité est volontairement exclue de notre étude.

I.2.5.7 Les autres aspects

L'ensemble des **équipements** du bâtiment sont **énergiquement performants** (de classe A ou A+, pour les équipements dotés d'une « étiquette énergie »). Les occupants doivent être informés des fonctionnalités du bâtiment afin de ne pas en réduire les performances par leur comportement.

I.3 Analyse énergétique et environnementale

L'évaluation et l'analyse des flux énergétiques d'un bâtiment et de ses impacts sur l'environnement nécessitent l'usage de méthodes rigoureuses afin de donner un sens et de fixer des limites aux résultats obtenus. Des outils de calcul spécifiques, adaptés aux niveaux de précision et d'analyse souhaités, mettent en œuvre ces méthodes et facilitent leur application. Cette partie présente les principales méthodes et les outils destinés à l'analyse énergétique et environnementale du bâtiment. Ceux qui ont été retenus dans le cadre de la présente étude y sont spécialement décrits.

I.3.1 Méthodes d'évaluation et d'analyse

Les méthodes d'évaluation concernent essentiellement des bilans (d'énergie ou de matière) se déduisant de grandeurs mesurables telles que : la consommation de combustible ou d'électricité, les températures, les débits de ventilation, l'étanchéité de l'enveloppe, les propriétés thermiques des matériaux etc. De tels bilans, pour faire sens, nécessitent d'être réalisés en suivant une démarche claire et rigoureuse. Le cadre de ces bilans doit être précisément exposé : flux étudiés, limite du

système, hypothèses. Mais pour une analyse pertinente du comportement du bâtiment, les bilans sont parfois insuffisants et différents moyens de représentation ou de synthèse peuvent apporter un éclairage complémentaire, fort utile pour bien saisir les enjeux énergétiques et environnementaux du bâtiment.

I.3.1.1 Le bilan d'énergie et ses représentations

Établir le bilan énergétique d'un bâtiment revient à évaluer les *approvisionnements* énergétiques du bâtiment et les *usages* de cette énergie dans le bâtiment. Le système étudié est le bâtiment, délimité par son enveloppe, ainsi que l'ensemble des systèmes énergétiques qui interagissent avec lui tels que les unités de cogénération, les chaudières, les panneaux solaires, les échangeurs géothermiques, les unités de climatisation etc. Les grandeurs sont mesurées par des compteurs (gaz, électricité etc.) ou évalués à partir de températures mesurées ou de données fournies par les constructeurs.

Le bilan est établi uniquement à partir de grandeurs facilement mesurables et accessibles. Les apports passifs et les pertes thermiques ne sont pas directement mesurées. Néanmoins, leur influence nette intervient sur les consommations de chauffage et est donc bien prise en compte.

I.3.1.1.1 Comptabilité énergétique et bilan des flux

Il n'existe pas de méthode normalisée unique destinée à l'établissement du bilan énergétique d'un bâtiment. Néanmoins, il est possible d'en construire une à partir de la méthode de comptabilité énergétique destinée à l'établissement du bilan énergétique d'un pays. Par exemple, en France, la méthode utilisée par l'Observatoire de l'Énergie de la Direction Générale de l'Énergie et des Matières Premières (DGEMP) [OE 2003] passe par l'évaluation, sur une année, de la production locale, de l'importation, de l'exportation et de la variation des stocks d'énergie, d'une part, et par l'évaluation des divers postes de consommation d'énergie, d'autre part. Compte tenu de la définition du bâtiment à énergie positive proposée au § I.2.2, cette méthode semble facilement adaptable à l'étude d'un bâtiment. La comptabilité détaillée proposée ici s'en inspire. Elle peut être présentée sous la forme d'un tableau en deux parties (Tableau 2, exemple du bâtiment « Wohnen & Arbeiten », cf. § I.2.4.2).

Bâtiment « Wohnen & Arbeiten » Année 2000		**Combust. fossiles** *kWh_{PCS}/an* (1)	**Electricité** *kWh/an* réseau	production locale	**Biomasse** *kWh_{PCS}/an* (2)	**Chaleur/ Froid** *KWh/an*	**Total** *KWh/an*
APPROVISIONNEMENTS							
Production locale d'énergie	*Secondaire* (P_{II}) (3)			*(4) 13 158*		*(5) 30 018*	*43 176*
	Primaire (P_I) (6)			3 000	0	15 500	18 500
Importation (achat) (I)		58 889	12 517		0	(7) 0	*65 682*
Exportation (vente) (-E)		(8)	(9)	(9) 0	0	(10)	*0*
Variation nette des stocks (ΔS)		0	0		0		0
Total disponibilités ($D=P_I+I-E-\Delta S$)		**58 889**	**15 517**		**0**	**15 500**	**84 182**
Total approvisionnements ($D+P_{II}$)		58 889	28 675		0	45 518	
USAGES							
Consommation pour la production d'énergie secondaire (C_{II})		*54 938*	*(11) ?*		*0*	*0*	*?*
Chauffage/Rafraîchissement		0	?		0	21 760	?
Eau chaude sanitaire		0	?		0	23 758	?
Cuisson		3 951	0		0		3 567
Ventilation mécanique			?				?
Éclairage			?				?
Électricité spécifique			?				?
Total consommation finale (C_F)		**3 951**	**?**		**0**	**45 518**	**?**
Total emplois ($C_{II}+C_F$)		58 889	28 675		0	45 518	

Tableau 2 Exemple de présentation d'un bilan des flux réels d'énergie

Légende du Tableau 2 :

(1) Fioul, gaz naturel, charbon

(2) Bois, biogaz, huiles végétales

(3) Énergie obtenue par la transformation d'une énergie primaire ou secondaire

(4) Électricité produite par cogénération à partir d'un combustible

(5) Chaleur valorisée produite à partir d'une chaudière, d'un système de cogénération, d'une pompe à chaleur

(6) Énergie issue de sources d'énergie renouvelables locales (solaire, éolien, bois, etc.)

(7) Cas de la connexion à un réseau de chaleur ou de froid

(8) Les combustibles fossiles sont entièrement consommés ou stockés localement

(9) Seule l'électricité produite localement peut être exportée

(10) Les réseaux de chaleur ne permettent pas l'exportation de la chaleur

(11) Consommation électrique des appareils producteurs de chaleur ou de froid (pompe à chaleur, cogénération, climatiseur, etc.)

Note : Sur cet exemple, la répartition des consommations électriques n'est pas connue, ce qu'indiquent les points d'interrogation.

Dans le Tableau 2, les postes d'approvisionnement et d'usage sont disposés verticalement et les différents vecteurs d'énergie sont disposés horizontalement. Les hypothèses retenues pour le bâtiment à énergie positive (§ I.2.5) amènent à griser certaines cases inutilisées. Les valeurs à ranger dans le tableau représentent un contenu énergétique réel.

Par construction, les lignes « Total disponibilités » et « Total usages » sont identiques deux à deux. Dans le cas où les quantités d'énergie importées et produites ne sont pas entièrement consommées, la différence est exportée ou stockée : le bilan reste donc toujours équilibré.

Les quantités d'énergie indiquées sont exprimées dans une même unité. En pratique, le kilowattheure est l'unité la plus adaptée au bâtiment, puisque c'est elle qui figure sur les factures de combustibles et d'électricité. La convention concernant le contenu énergétique des combustibles considéré (PCI ou PCS) doit être clairement indiquée.

Le bilan d'énergie est réalisé pour une période à spécifier, de préférence une année complète. Le bilan de flux du bâtiment, permettant d'en déduire sa qualité positive ou non, apparaît comme la différence entre les totaux des exportations et des importations (sur l'exemple ci-dessus : 0 – 65 682 = –65 682 kWh/an ; le bâtiment est importateur net).

I.3.1.1.2 Diagramme de flux

Se limitant à la comptabilisation des approvisionnements et aux emplois, le bilan des flux d'énergie ne fournit aucune information sur les relations existant entre ces postes, spécialement par le biais des différentes conversions pouvant intervenir au sein du bâtiment. Ces relations peuvent être représentées sous la forme d'un diagramme de flux. En particulier, le diagramme de Sankey[15], où la largeur des flèches est proportionnelle à la quantité d'énergie représentée, rend compte de l'ensemble des flux sur une période considérée (Figure 9).

[15] Concernant ce type de diagramme, le lecteur trouvera plus de détails dans [Schmidt 2006].

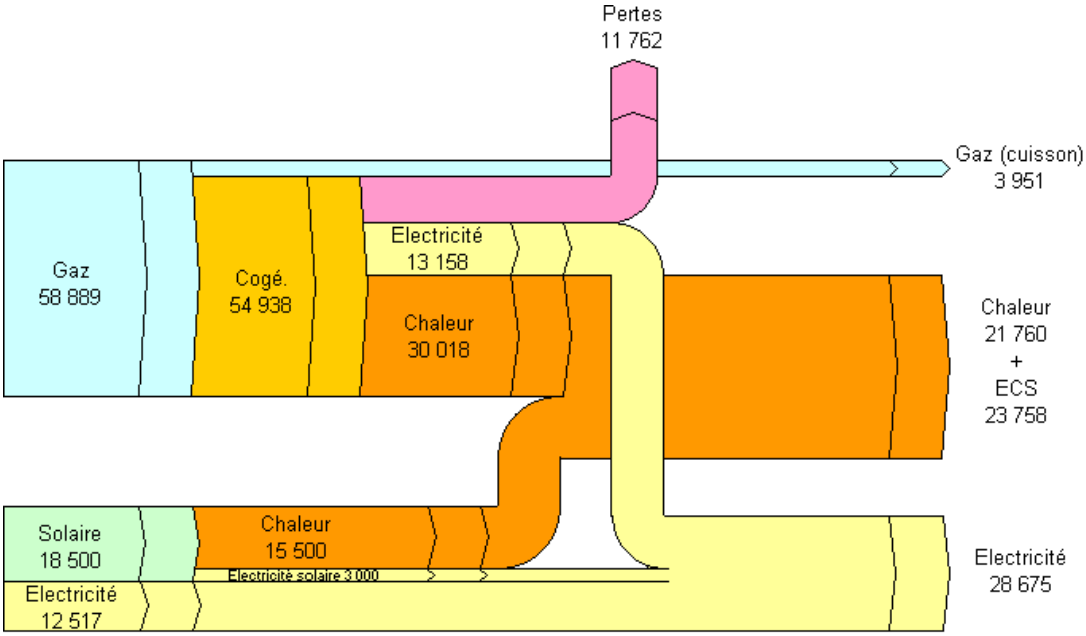


Figure 9 Diagramme de Sankey des flux d'énergie au sein du bâtiment « Wohnen & Arbeiten » pour l'année 2000 (en kWh)

I.3.1.1.3 Énergie primaire

Le bilan énergétique proposé plus haut s'appuie sur les contenus énergétiques réels entrant ou sortant du bâtiment. L'analyse peut être approfondie en associant à chaque flux les contenus énergétiques des ressources naturelles mobilisées : c'est le **bilan en énergie primaire**. Toutes les pertes énergétiques associées à la production des ressources distantes (extraction, transformation, transport, distribution) peuvent y être comptabilisées. Un tel bilan s'appuie sur une analyse plus ou moins approfondie de la chaîne de production des différents vecteurs d'énergie. Une telle analyse requiert les définitions d'un cadre et d'hypothèses conventionnelles qui peuvent fortement varier selon les sources.

En France, l'Institut National de la Statistique et des Études Économiques (INSEE) retient pour l'énergie primaire la définition suivante :

« L'énergie primaire est l'ensemble des produits énergétiques non transformés, exploités directement ou importés. Ce sont principalement le pétrole brut, les schistes bitumineux, le gaz naturel, les combustibles minéraux solides, la biomasse, le rayonnement solaire, l'énergie hydraulique, l'énergie du vent, la géothermie et l'énergie tirée de la fission de l'uranium. »[16]

La DGEMP retient, quant à elle, la définition suivante :

« Énergie primaire : énergie brute, c'est-à-dire non transformée après extraction (houille, lignite, pétrole brut, gaz naturel, électricité primaire). »[17]

Dans ces deux définitions, le positionnement se situe après l'extraction et avant les éventuelles transformations. Par contre, concernant la production d'électricité à partir de combustible nucléaire, l'INSEE, considère l'énergie tirée de l'uranium — autrement dit, la chaleur captée par le circuit primaire — tandis que la DGEMP place son point de vue en aval de la centrale nucléaire de production d'électricité en précisant que l'électricité primaire comprend *« l'électricité d'origine nucléaire, hydraulique, éolienne, solaire photovoltaïque et géothermique (haute enthalpie) »*[17].

L'Agence Internationale de l'Énergie (AIE), de son côté, précise que l'énergie primaire comptabilisée sous la désignation « nucléaire » *« fait référence à la chaleur primaire équivalente à l'électricité produite par une centrale nucléaire avec un rendement thermique moyen de 33% »* [AIE 2006].

[16] http://www.insee.fr/fr/nom_def_met/definitions/html/energie-primaire.htm

[17] http://www.industrie.gouv.fr/energie/statisti/methodef.htm

L'analyse peut aller encore plus loin. Par exemple, la « **demande cumulative d'énergie**» est définie par l'association des ingénieurs allemands (VDI) comme « la demande totale, exprimée en énergie primaire, associée à la production, l'usage et la mise à disposition d'un bien économique qui peut lui être attribué dans une relation de causalité »[18]. L'énergie primaire est ici entendue comme « le contenu énergétique des vecteurs d'énergie qui n'ont été soumis à aucune conversion »[19].

Le Tableau 3 représente les contenus en énergie primaire de différents vecteurs d'énergie selon différentes conventions : celles utilisées par la DGEMP, alignée sur celles de l'AIE, celles de la réglementation thermique 2005 [JORF 2006] et celles du VDI. Ces valeurs peuvent varier du simple au triple pour un même vecteur d'énergie. Ainsi, selon les conventions, le contenu énergétique primaire d'1 kWh d'électricité varie entre 1 kWh et 3,25 kWh si elle est produite à partir de gaz naturel et entre 3,03 kWh et 3,52 kWh si elle est d'origine nucléaire. D'autre part, l'énergie primaire mobilisée par la chaîne de production et de distribution de l'électricité produite à partir du gaz naturel varie entre 0,06 kWh et 2,14 kWh. Ces fortes disparités démontrent que la valeur du bilan en énergie primaire dépend très fortement de la convention retenue. Pour l'établissement du bilan, le choix et la référence à la convention retenue sont donc indispensables.

	DGEMP/AIE	RT 2005	VDI
1 kWh Électricité nucléaire	3,03	2,58[20]	3,52
1 kWh Hydroélectricité	1	2,58[20]	1,24
1 kWh Électricité gaz	1	2,58[20]	3,25
Bouquet électrique français[21]	2,58	2,58	3,18
1 kWh Gaz (PCS)	0,94[22]	0,9[22]	1,11[23]

Tableau 3 Contenus en énergie primaire de différents vecteurs d'énergie selon différentes conventions

Dans la suite de cette thèse, la notion d'énergie primaire fera toujours référence à la demande cumulative d'énergie.

I.3.1.1.4 Analyse exergétique

L'exergie représente la quantité maximale théorique de travail mécanique qui peut être obtenue à partir d'une forme d'énergie donnée. Le travail mécanique est une forme d'énergie qui peut être convertie en n'importe quelle autre forme d'énergie, par conséquent, c'est une forme d'énergie de « qualité ». La teneur en exergie d'une forme d'énergie donnée représente son niveau de « qualité » (Tableau 4). L'analyse exergétique d'une chaîne énergétique vise à évaluer la « qualité » de l'énergie à tous ses maillons et la dégradation de cette qualité (destruction d'exergie/production d'entropie) à chaque étape de conversion. En effet, à chaque transformation, l'énergie totale se conserve tandis que sa qualité — son potentiel de transformation future — diminue.

L'analyse exergétique, initiée dès les années 1940, s'est surtout développée au cours des années 1970 et 1980 à la suite de la crise énergétique [Sciubba et Wall 2007]. Elle élargit l'analyse énergétique et peut s'appliquer à tout système énergétique, en particulier au bâtiment, et à tout le cycle de vie [De Meester *et al.* 2009]. La « qualité » de l'énergie n'est pas discutée dans cette thèse, néanmoins l'analyse exergétique pourrait en constituer un prolongement intéressant, complémentaire de l'analyse environnementale.

---

18 « *The Cumulative Energy Demand (CED) states the entire demand, valued as primary energy, which arises in connection with the production, use and disposal of an economic good (product or service) or which may be attributed respectively to it in a causal relation.* » [VDI4600 1997].

19 « *Energy content of energy carriers that have not yet been subjected to any conversion.* » [VDI4600 1997].

20 Facteur correspond à une moyenne sur l'ensemble de la production électrique nationale

21 78 % nucléaire, 14 % hydroélectrique, 8 % autres

22 Inférieur à 1 car le contenu énergétique est considéré en PCI

23 Le rendement moyen de chaudière considéré est de 87 % en PCS.

Qualité	Forme d'énergie	Indice de qualité (part d'exergie en %)
Extra supérieure	Énergie mécanique[24]	100
	Énergie électrique	100
Supérieure	Énergie nucléaire[25]	presque 100[26]
	Rayonnement solaire	95
	Énergie chimique[27]	95
	Vapeur chaude	60
	Réseau de chaleur	30
Inférieure	Chaleur perdue	5
Sans valeur	Rayonnement terrestre	0

Tableau 4 La qualité des différentes formes d'énergie
Source : [Wall 1977]

I.3.1.2 Indicateurs pour l'évaluation et l'analyse des performances

Au moins deux indicateurs peuvent caractériser la performance énergétique d'un bâtiment. *L'intensité énergétique* caractérise son efficacité globale, en tant que système énergétique, et le *taux d'indépendance énergétique* caractérise sa capacité à produire l'énergie dont il a besoin. Mais d'autres indicateurs peuvent aussi aider à la compréhension du comportement global du bâtiment du point de vue énergétique, dont plusieurs sont proposés dans cette partie.

I.3.1.2.1 Intensité énergétique

L'intensité énergétique (*IE*) est originellement un indice caractérisant la capacité d'un pays à utiliser efficacement l'énergie. Cet indice peut être généralisé à tout système, en le définissant comme la quantité d'énergie consommée pour assurer une unité de service, pour une période temporelle donnée.

$$IE = \frac{\text{quantité d'énergie consommée}}{\text{quantité de service}} \qquad (1)$$

Dans le cas du bâtiment, le numérateur peut représenter la consommation énergétique totale (exprimée en énergie finale ou primaire) ou bien la consommation de chauffage uniquement. La quantité de service fournie peut représenter l'accueil d'un certain nombre d'occupants, la mise à disposition d'un espace de vie ou bien la mise à disposition d'une surface habitable. Ainsi le dénominateur peut être le nombre d'occupants, le volume ou la surface de plancher — de préférence chauffé — du bâtiment.

Le **calcul par habitant**, qui met en exergue la consommation associée à chaque occupant, semble logiquement le plus satisfaisant, puisque les services fournis par le bâtiment sont destinés aux occupants. Or une partie de la consommation énergétique est liée à la présence réelle d'occupants, tandis qu'une autre lui est indépendante. En raison de la variabilité du taux d'occupation, les ratios par occupant sont difficiles à interpréter. Par conséquent, ils ne sont calculés que pour les postes de consommation dépendant directement de l'occupation (électricité spécifique, cuisson, eau chaude sanitaire).

Le chauffage concerne généralement le **volume** du bâtiment. Le calcul par unité de volume du bâtiment met surtout en évidence la performance du bâtiment en matière de chauffage. Cependant, l'espace intérieur du bâtiment ne présente pas une unité de service uniforme : l'espace situé au-dessus des planchers et jusqu'à une hauteur de 2,30 m environ, correspond à « l'espace à vivre », alors que l'espace éventuellement situé à une hauteur supérieure et jusqu'au plafond correspond à un espace à chauffer inutilisé. De plus, en raison de la plus faible densité de l'air chaud par rapport à l'air frais, une hauteur de plafond trop grande rend plus difficile le maintien du confort d'hiver dans les espaces à vivre. Le volume à considérer logiquement dans ce calcul est donc celui de

[24] Energie potentielle ou cinétique

[25] Contenu énergétique du combustible

[26] En théorie seulement. En pratique, dans les applications de production d'électricité, pour des raisons de sécurité, la température de vapeur chaude est limitée.

[27] Pétrole, charbon, gaz naturel, tourbe

l'espace à vivre, c'est-à-dire le produit de la surface des pièces chauffées par une hauteur de 2,30 m environ. La hauteur de l'espace à vivre étant indépendante du bâtiment, il est finalement plus simple de travailler avec un ratio par unité de surface qui présentera la même signification.

Pour les **calculs par unité de surface**, la surface à prendre en compte doit être précisément définie. Dans le cadre de la dernière réglementation thermique française (RT 2005), c'est la Surface Hors Œuvre Nette (SHON) qui est considérée[28] [JORF 2006]. Le calcul de cette surface intègre toutes les surfaces de plancher, même celles des pièces non-chauffées, ainsi qu'une réduction forfaitaire de 5 % pour les bâtiments d'habitation, qui ne représente aucune réalité physique. Il sera donc plus judicieux, pour le calcul de ratios énergétiques, de considérer seulement *les surfaces de plancher des pièces chauffées*. En Allemagne et en Suisse, le calcul réglementaire est réalisé à partir de la surface habitable chauffée (« Energiebezugsfläche » définie dans la norme suisse SIA 180/4).

Pour le bâtiment en phase d'exploitation, **l'intensité des besoins de chauffage**, exprimée en énergie *utile* ou *primaire* par unité de surface, constitue un indicateur pertinent de ses performances thermiques, notamment de son enveloppe. En effet, les besoins de chauffage dépendent de la constitution du bâtiment mais également de l'usage fait, par les occupants, des protections solaires et des équipements. L'énergie utile à considérer est celle procurée par les systèmes de chauffage ou de stockage de chaleur ; les apports passifs (solaires, internes) n'y sont pas comptabilisés.

I.3.1.2.2 Autres indicateurs proposés

L'intensité énergétique ne suffit pas à décrire l'ensemble des flux d'énergie dans le bâtiment. L'objectif de cette partie est de réaliser un examen détaillé de ces flux de manière à en extraire le maximum d'informations.

Dans un premier temps, l'observation de la colonne *Total* du Tableau 2 amène à identifier 8 grandeurs principales qui caractérisent les flux énergétiques du bâtiment (de haut en bas) : la production locale d'énergie secondaire (P_{II}), la production locale d'énergie primaire (P_I), l'importation (I), l'exportation (E), la variation nette des stocks (ΔS), l'énergie totale dont le bâtiment a disposé (Disponibilités, D), la consommation induite par la production d'énergie secondaire (C_{II}) et la consommation finale (C_F).

Pour aider la compréhension, ces grandeurs et leurs relations ont été représentées sur la Figure 10. Attention ! Les flèches et leur orientation ne représentent pas les flux réels mais uniquement les relations comptables décrites dans cette partie. Le carré vert et le cercle rouge

[28] Elle est définie dans l'article R112-2 du code français de l'urbanisme :

« La surface de plancher hors oeuvre brute d'une construction est égale à la somme des surfaces de plancher de chaque niveau de la construction.

La surface de plancher hors oeuvre nette d'une construction est égale à la surface hors oeuvre brute de cette construction après déduction :

a) Des surfaces de plancher hors oeuvre des combles et des sous-sols non aménageables pour l'habitation ou pour des activités à caractère professionnel, artisanal, industriel ou commercial ;

b) Des surfaces de plancher hors oeuvre des toitures-terrasses, des balcons, des loggias, ainsi que des surfaces non closes situées au rez-de-chaussée ;

c) Des surfaces de plancher hors oeuvre des bâtiments ou des parties de bâtiments aménagés en vue du stationnement des véhicules ;

d) Dans les exploitations agricoles, des surfaces de plancher des serres de production, des locaux destinés à abriter les récoltes, à héberger les animaux, à ranger et à entretenir le matériel agricole, des locaux de production et de stockage des produits à usage agricole, des locaux de transformation et de conditionnement des produits provenant de l'exploitation ;

e) D'une surface égale à 5 p. 100 des surfaces hors oeuvre affectées à l'habitation telles qu'elles résultent le cas échéant de l'application des a, b, et c ci-dessus ;

f) D'une surface forfaitaire de cinq mètres carrés par logement respectant les règles relatives à l'accessibilité intérieure des logements aux personnes handicapées prévues selon le cas aux articles R. 111-18-2, R. 111-18-6, ou aux articles R. 111-18-8 et R. 111-18-9 du code de la construction et de l'habitation.

Sont également déduites de la surface hors oeuvre dans le cas de la réfection d'un immeuble à usage d'habitation et dans la limite de cinq mètres carrés par logement les surfaces de planchers affectées à la réalisation de travaux tendant à l'amélioration de l'hygiène des locaux et celles résultant de la fermeture de balcons, loggias et surfaces non closes situées en rez-de-chaussée. »

matérialisent respectivement le bilan global sur le bâtiment (2) et le bilan des conversions au sein du bâtiment (3).

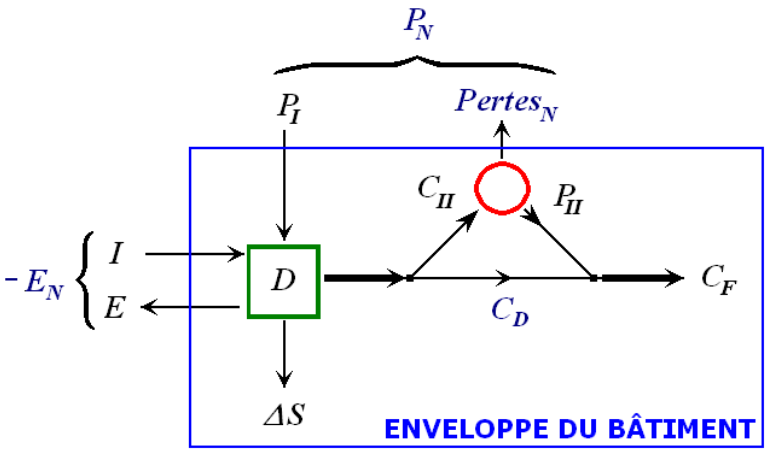


Figure 10 Schéma des flux d'énergie dans le bâtiment

$$D = P_I + I - E - \Delta S \tag{2}$$

$$D = C_F + Pertes_N = C_F + (C_{II} - P_{II}) \tag{3}$$

Quatre grandeurs supplémentaires ont été définies afin de mieux représenter le comportement du bâtiment (notées en violet sur la figure) :

- La *consommation directe*, $C_D = D - C_{II} = C_F - P_{II}$, est la partie de l'énergie disponible qui est directement utilisée pour les usages finaux du bâtiment. Cette énergie n'a donc pas subi de conversion dans le bâtiment.
- Les *pertes nettes*, $Pertes_N = C_{II} - P_{II}$, représentent l'énergie perdue (ou éventuellement récupérée) lors de la conversion d'énergie dans le bâtiment (production d'énergie secondaire). Ces « pertes » sont négatives dans le cas où les systèmes de conversion ont une efficacité globale supérieure à 1 (cas des pompes à chaleur).
- La *production locale d'énergie nette*, $P_N = P_I + P_{II} - C_{II} = P_I - Pertes_N$, correspond à l'énergie que les systèmes énergétiques du bâtiment ont su tirer de l'environnement et qui a été valorisée : par exemple, la production primaire solaire et la chaleur tirée de l'environnement par une pompe à chaleur. Cette production peut être négative lorsque la production primaire ne suffit pas à compenser les pertes de conversion.
- L'*énergie exportée nette*, $E_N = E - I$, correspond au bilan net des exportations. Pour un bâtiment à énergie positive, tel que défini au § I.2.2, $E_N > 0$.

Les 8 grandeurs principales identifiées plus haut sont liées par les deux relations linéaires (2) et (3). Par conséquent, la connaissance de 6 grandeurs suffit à décrire le bilan du bâtiment. Ces 6 grandeurs peuvent être choisies parmi les 8 disponibles ou bien être construites à partir de celles-ci sous la forme de ratios. Les ratios, grandeurs adimentionnelles, présentent l'avantage de caractériser certaines propriétés du bilan d'énergie du bâtiment indépendamment de toute référence (volume, surface, nombre d'occupants du bâtiment etc.) ce qui permet la comparaison de bâtiments différents entre eux.

Ici, nous proposons de retenir les quatre ratios suivants :

- L'*efficacité de conversion*, $\eta_{conv} = \frac{P_{II}}{C_{II}}$, caractérise l'efficacité globale de l'ensemble des systèmes de conversion d'énergie au sein du bâtiment (pompe à chaleur, chaudière, etc.).

- La *fraction d'énergie exportée*, $F_E = \frac{E}{I+P_I-\Delta S} = \frac{E}{E+D}$, caractérise la part des ressources totales (locales et distantes) du bâtiment qui est exportée ; le complémentaire représente celle qui est consommée dans le bâtiment.
- La *fraction de consommation directe*, $F_{C_D} = \frac{C_D}{C_F}$, caractérise la part de l'énergie finale consommée qui n'a subi aucune transformation intermédiaire. Le complémentaire représente la part d'énergie consommée transformée localement.
- Le *taux d'indépendance énergétique net*, $\tau_{indep} = \frac{P_N}{C_F}$, représente la part de la consommation finale issue des ressources renouvelables locales. Il caractérise donc la capacité du bâtiment à subvenir à ses besoins par lui-même. Cette définition se rapproche de celle retenue par l'INSEE pour le taux d'indépendance énergétique d'un État[29]. Néanmoins ici, la définition s'appuie sur les valeurs de production primaire et de consommation nettes, c'est-à-dire calculées après conversions énergétiques dans le bâtiment.

Les deux grandeurs supplémentaires retenues sont de nature extensive :

- La *variation nette des stocks* ΔS, qui est généralement faible dans le cas où la période d'observation est d'une année et nulle dans le cas où aucun stockage n'est prévu.
- La valeur de la *consommation finale* C_F, qui fournit l'information sur les quantités d'énergie consommées pour des usages finaux.

Compte tenu de ces définitions, dans le cas où la variation nette des stocks est nulle, le bâtiment à énergie positive est caractérisé par un taux d'indépendance énergétique supérieur à 1.

$$\tau_{indep} > 1 \Leftrightarrow \frac{P_N}{C_F} = \frac{P_I - Pertes_N}{D - Pertes_N} > 1 \Leftrightarrow \frac{P_I - Pertes_N}{-E_N - \Delta S + P_I - Pertes_N} > 1$$

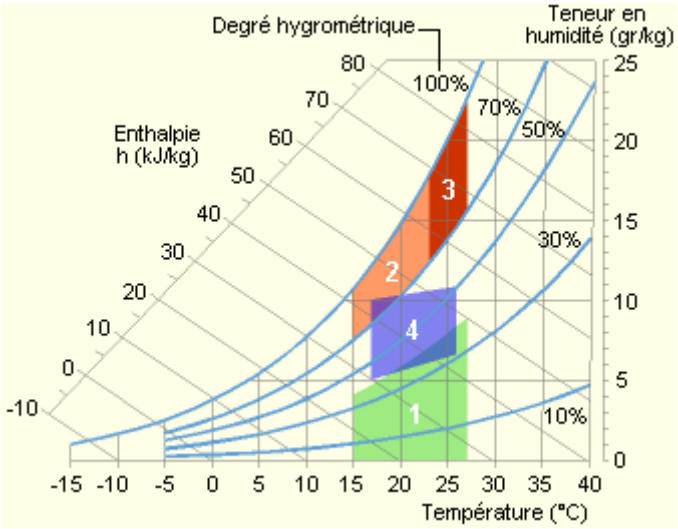
$$\text{Si } \Delta S = 0 \text{, alors } \tau_{indep} > 1 \Leftrightarrow E_N > 0$$

Tous ces indicateurs sont définis par rapport au contenu énergétique réel des flux considérés, ce qui limite la portée de l'analyse au dernier maillon de la chaîne énergétique, celui intervenant au sein du bâtiment. Pour élargir la portée de l'analyse, il est nécessaire de considérer la totalité de la chaîne énergétique depuis la ressource primaire jusqu'à l'utilisation finale. L'intégration de cet aspect nécessiterait l'évaluation des consommations du bâtiment en énergie *primaire*.

I.3.1.3 Confort thermique

Le confort thermique correspond à un état d'équilibre thermique et hydrique entre le corps humain et son environnement. Il dépend de l'activité physique, du métabolisme, de l'habillement et de la sensibilité (aspect psycho-sociologique) de chaque individu, d'une part, et de la température de l'environnement (air, parois), des mouvements d'air et de l'humidité, d'autre part. De plus, le comportement de l'individu aux conditions d'ambiance tend à réduire l'inconfort, ce qui est aujourd'hui décrit par l'approche du « confort adaptatif » [Mc Intyre 1980 ; Nicol et Mc Cartney 2000 ; Nicol 2003]. Ainsi, les notions de confort et d'inconfort sont très délicates à caractériser et de nombreuses méthodes ont été proposées [Martinet et Meyer 1999]. Néanmoins, par des méthodes statistiques, il est possible de définir des conditions de confort thermique acceptables et de les représenter dans un diagramme de l'air humide selon divers paramètres (p. ex. climat, vitesse de l'air [Givoni 1992]). En simplifiant et pour des conditions d'humidité situées entre 40 et 80 %, les limites de température couramment admises pour cette zone vont de 18 à 27 °C (Figure 11).

[29] *« Le taux d'indépendance énergétique est le rapport entre la production nationale d'énergies primaires (charbon, pétrole, gaz naturel, nucléaire, hydraulique, énergies renouvelables) et les disponibilités totales en énergies primaires, une année donnée. Ce taux peut se calculer pour chacun des grands types d'énergies ou globalement toutes énergies confondues. Un taux supérieur à 100% (cas de l'électricité) traduit un excédent de la production nationale par rapport à la demande intérieure et donc un solde exportateur. » (Source : http://www.insee.fr/fr/methodes/default.asp?page=definitions/taux-independance-energetique.htm)*



1 : Zone à éviter vis-à-vis des problèmes de sécheresse.

2 et 3 : Zones à éviter vis-à-vis des développements de bactéries et de micro-champignons.

3 : Zone à éviter vis-à-vis des développements d'acariens.

4 : Polygone de confort hygrothermique

Figure 11 Exemple de plage de confort sur le diagramme de l'air humide
Source : [Fauconnier 1992]

Plutôt que d'évaluer le confort thermique, il est possible d'évaluer l'inconfort (déséquilibre thermique) pour chaque zone thermique du bâtiment, par exemple sous la forme d'une somme temporelle des écarts de sa température par rapport à une température limite de confort. Cet indicateur est exprimé en **degrés-jour d'inconfort**. En pratique, l'inconfort dû à la chaleur et celui dû au froid, dont les causes et les moyens de prévention sont différents, sont évalués par les indices d'inconfort chaud DJC et froid DJF[30] :

$$DJC_{T\max} = \frac{1}{24} \cdot \sum_{h=début}^{h=fin} (T_z(h) - T_{\max})^+ \quad (4)$$

$$DJF_{T\min} = \frac{1}{24} \cdot \sum_{h=début}^{h=fin} (T_{\min} - T_z(t))^+ \quad (5)$$

Les bornes de la somme correspondent au début et à la fin de la saison chaude (respectivement froide) mais, en pratique, la somme peut être réalisée sur une année complète. *h* désigne la variable temporelle exprimée en heure et T_z, la température de la zone du bâtiment considérée. L'exposant $^+$ désigne la fonction « partie positive » définie comme :

$$^+ : \quad x \rightarrow \frac{x + |x|}{2} \quad (6)$$

Les choix de T_{min} et T_{max} restent arbitraires, mais généralement situés dans les plages 16 °C ≤ T_{min} ≤ 20 °C et 26 °C ≤ T_{max} ≤ 27 °C.

Ces indicateurs donnent une appréciation intensive de l'inconfort. Ils constituent une approche simplifiée qui sera considérée comme suffisante dans cette thèse.

I.3.1.4 Le bilan environnemental

Établir le bilan environnemental d'un bâtiment, c'est évaluer les modifications (ou impacts) qu'il induit sur l'environnement. Aujourd'hui, deux familles de méthodes sont utilisées : les listes de contrôle et l'analyse de cycle de vie [Abdelghani-Idrissi *et al.* 2004 ; Zhang *et al.* 2006].

I.3.1.4.1 Liste de contrôle (check-list)

Ces méthodes s'appuient sur un questionnaire à choix multiple ou sur un système de notation associé à des méthodes de pondération permettant d'associer à différents critères du bâtiment des notes reflétant la qualité environnementale. Ces méthodes sont largement utilisées pour la labélisation

[30] Ces définitions s'inspirent du Degré-jour unifié (DJU), souvent utilisé pour évaluer la rigueur du climat, qui correspond à la somme temporelle des écarts horaires de la température extérieure à une température de référence de 18 °C.

des bâtiments, du fait de leur facilité de mise en œuvre. Par contre, elles demandent une connaissance pointue du bâtiment et font appel à des pondérations subjectives limitant leur portée. Les méthodes BREEAM, LEED, CASBEE et celle du Green Building Challenge rentrent dans cette famille de méthodes [BREEAM 2008 ; USGBC 2008 ; CASBEE 2008 ; GBC 2005].

I.3.1.4.2 Analyse de cycle de vie

L'**Analyse de Cycle de Vie** (ACV) est aujourd'hui standardisée à travers la série des normes ISO 14040 à 14044. Elle constitue une méthode d'évaluation de l'impact environnemental plus objective que les listes de contrôle, à travers le recensement des flux de matière et d'énergie échangés avec l'environnement au cours du cycle de vie d'un produit et de l'évaluation des impacts de chacun de ces flux. Seules les grandes lignes de cette méthode sont présentées ici [Popovici 2006].

Quatre étapes composent la méthode :

- *Définition des objectifs et du champ de l'étude*

Cette étape consiste à fixer les limites de l'étude. La norme ISO spécifie les différents éléments du champ d'étude : systèmes à étudier, fonctions des systèmes, unité fonctionnelle, frontière des systèmes, règles d'affectation, hypothèses, exigence sur les données d'inventaire, limites du modèle, catégories d'impacts prises en compte. Le choix de ces différents éléments dépend de la destination finale de l'étude. Les résultats de l'ACV en dépendront directement.

L'**unité fonctionnelle** correspond à une « quantité de service » précise, qui sera utilisée comme unité de référence pour l'ensemble de l'étude. Elle comporte généralement trois facettes : l'unité de produit, l'unité de service et l'unité de temps. C'est l'unité fonctionnelle qui permettra de comparer différents systèmes ou variantes. Dans le cas du bâtiment, elle pourra porter sur une surface habitable, un volume, un nombre d'occupants hébergés pour un niveau de confort donné.

La **frontière du système** correspond au choix des processus et des flux pris en compte. Certains flux élémentaires pourront être négligés du fait de leur très faible contribution au résultat final de l'ACV.

- *Inventaire*

Il s'agit de l'inventaire de tous les flux de matériaux et d'énergie mis en œuvre au sein du bâtiment au cours des différentes étapes de son cycle de vie (construction, exploitation, rénovation, destruction). En effet, les impacts environnementaux sont causés directement ou indirectement par ces différents flux. Sont comptabilisés :

- Les flux de matière entrants : matière première, matériaux, consommables
- Les flux de matière sortants : co-produits, sous-produits, déchets, rejets dans l'air, l'eau et le sol
- Les flux d'énergie entrants ou sortants : électricité, combustibles, chaleur.

Pour les flux entrants, tous les procédés de production doivent être connus et analysés de manière à être intégrés dans le bilan final. En particulier, l'origine de l'électricité consommée doit être analysée et exprimée par rapport à l'énergie primaire et aux ressources mobilisées. Dans le cas où les procédés génèrent des co-produits, il est nécessaire de poser des **règles d'affectation** pour chaque flux.

- *Évaluation des impacts*

Dans cette phase, les résultats d'inventaire sont convertis en impacts environnementaux. Cette phase se subdivise en trois étapes, imposées par la norme :

- la *sélection* des catégories d'impacts, d'indicateurs et des modèles de caractérisation. Par exemple : le réchauffement climatique, la destruction de la couche d'ozone stratosphérique, l'acidification des pluies, l'eutrophisation des rivières et des plans d'eau, la toxicité humaine, la pollution de l'air, de l'eau, des sols, les odeurs, la réduction de la biodiversité, l'épuisement des ressources, etc.
- la *classification* des différents éléments de l'inventaire dans chacune des catégories d'impacts retenues,
- la *caractérisation* des impacts sous forme numérique, à partir des différentes contributions, à l'aide de facteurs de conversion.

Une quatrième étape, facultative, consiste à normaliser les résultats obtenus pour chaque catégorie d'impacts, afin d'en permettre la comparaison. En particulier, les impacts peuvent être exprimés par rapport à l'impact annuel d'un individu moyen (année-habitant) dans un groupe donné (pays, continent, monde). La normalisation permet de relativiser les catégories d'impacts et d'identifier les impacts les plus préoccupants par rapport au groupe considéré.

- *Interprétation des résultats*

Cette dernière phase de l'ACV permet de tirer les conclusions de l'étude à la lueur des hypothèses posées et des résultats obtenus. Ces conclusions peuvent être utilisées comme aide à la décision.

Les méthodes d'ACV peuvent intégralement être appliquées au bâtiment [Polster *et al.* 1996], à ses parties (équipement, matériaux) [Shah *et al.* 2008], mais aussi à des éléments plus vastes (quartiers, villes) [Popovici 2006].

I.3.1.4.3 La méthode retenue

En raison de leur dépendance à certains critères subjectifs, les méthodes de type « liste de contrôle » ne sont pas retenues pour notre étude. Par contre, l'approche « analyse de cycle de vie », standardisée et largement utilisée par les chercheurs dans tous les domaines, semble particulièrement appropriée aux objectifs de la thèse. Elle devrait permettre, notamment, de clairement identifier les éléments plus pénalisants ou les plus favorables à la performance environnementale du bâtiment (par exemple, une phase du cycle de vie, un élément de structure, un équipement de production ou de consommation d'énergie) ce qui facilitera le travail d'analyse et d'optimisation des bâtiments à énergie positive.

I.3.2 Les outils de calcul

La question de l'évaluation des performances énergétiques et environnementales des bâtiments a mené à la réalisation d'un grand nombre d'outils de calculs, qui se répartissent schématiquement selon deux familles : les *outils de simulation énergétique* et les *outils d'analyse de cycle de vie*. Certains outils plus vastes, de type progiciels, intègrent une multitude de problématiques comprenant, entre-autres, l'énergie et les impacts environnementaux.

I.3.2.1 Les outils de simulation énergétique

Les outils de simulations énergétiques permettent la simulation du comportement thermique d'un bâtiment, en lien éventuel avec les questions de confort acoustique et d'éclairage. De tels outils calculent les besoins énergétiques nécessaires au maintien du confort thermique (chauffage, rafraîchissement), voire l'ensemble des besoins énergétiques. Au-delà de l'aspect énergétique, certains logiciels évaluent les impacts environnementaux liés au bâtiment sur la totalité de son cycle de vie.

La plupart des outils de simulation énergétique du bâtiment qui sont utilisés aujourd'hui ont été répertoriés et décrits par le *Bureau de l'efficacité énergétique et de l'énergie renouvelable* du secrétariat à l'énergie des Etats-Unis d'Amérique[31] [EERE 2008]. Deux types d'outils de distinguent par leur niveau de complexité : les outils de simulation *dynamiques* et les outils *simplifiés*.

Les outils de simulation dynamique en fonction de leur niveau de complexité ou de leur ergonomie d'utilisation sont utilisés par les chercheurs ou par les concepteurs de bâtiments, architectes, ingénieurs. À partir de la description du bâtiment, de ses équipements et de scénarios de fonctionnement, ces logiciels réalisent le calcul des différentes températures, des besoins de chauffage et de rafraîchissement et de la consommation énergétique totale du bâtiment. Le bâtiment y est traité de manière multi-zonale. Outre les échanges thermiques conductifs, convectifs et radiatifs avec l'environnement, ces logiciels prennent souvent en compte les échanges latents (condensation et évaporation d'eau) et les échanges thermiques avec le sol. Les principaux outils sont présentés ci-après.

- TRNSYS[32] est développé depuis 1975 par un groupement international d'universités et de centres de recherche. Son cœur de calcul, de structure modulaire, pouvant intégrer

[31] U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy (EERE)

[32] http://www.trnsys.com/

tout composant issu de sa bibliothèque de composants ou créé par l'utilisateur, fait la force de ce logiciel.

- ESP-r[33], mis au point par l'université Strathclyde (Écosse), est un logiciel libre qui réalise des simulations thermiques, acoustiques et visuelles d'un bâtiment. Cet outil, conçu pour représenter la réalité de la façon la plus rigoureuse possible, intègre notamment les flux de chaleur (convectifs, conductifs, radiatifs), d'air, d'humidité et la consommation d'électricité.
- DOE-2[34] développé par le Lawrence Berkeley Laboratory est également un outil de simulation dynamique détaillé des bâtiments.
- EnergyPlus[35] a été développé par la suite, en intégrant DOE, BLAST (développé par le ministère de la défense des Etats-Unis d'Amérique) et quelques modules de TRNSYS.
- SPARK[36], moins répandu car fortement orienté recherche, est conçu pour la représentation et la simulation de systèmes complexes, dont les bâtiments. Sa structure repose plus sur une représentation équationnelle que sur un algorithme particulier. Ainsi, aucune directionnalité n'est imposée aux calculs et tout paramètre peut être choisi comme paramètres d'entrée ou comme inconnue à calculer.
- ENERGY-10[37] permet d'identifier les solutions techniques (lumière naturelle, apports solaires passifs, vitrages performants) à même d'optimiser les performances énergétiques du bâtiment, dès la phase de pré-étude.
- COMFIE[38] est intégré à un ensemble logiciel interfacé complet facilitant la saisie rapide de toutes les caractéristiques du bâtiment, de ses équipements et de ses scénarios de fonctionnement, d'une part, et chaîné à un calcul d'analyse de cycle de vie du bâtiment, d'autre part.
- De nombreux autres logiciels de ce type sont utilisés par les professionnels, tels que, TAS[39], CODYBA[40] ou IES <Virtual environment>[41].

Les outils simplifiés s'appuient sur une description sommaire du bâtiment et sur des bilans énergétiques annuels ou mensuels. Ceux-ci sont destinés, par exemple, au dimensionnement de certains équipements ou à la vérification du respect des réglementations. C'est le cas de la méthode 3CL-DPE[42] utilisée en France pour l'établissement des diagnostics de performance énergétique (DPE) dans l'existant et PHPP[43] utilisé pour la conception et la certification des bâtiments *Passivhaus*. Ces outils ignorent un certain nombre de phénomènes tels que la variation horaire de divers paramètres (consignes de température, occupation des bâtiments, apports internes, gains solaires) ou la description précise de l'enveloppe du bâtiment, et prennent en compte l'inertie du bâtiment de façon très simplifiée.

I.3.2.2 Les outils d'analyse de cycle de vie

L'étude réalisée par l'AIE dans le cadre du programme *Energy Conservation in Buildings and Community Systems* (ECBCS) a comptabilisé plus d'une vingtaine d'outils d'analyse de cycle de vie dédiés spécifiquement au bâtiment [AIE 2004]. L'analyse de quelques autres études réalisées sur le sujet [BuildingLCA 2001 ; BEQUEST 2000 ; Abdelghani-Idrissi *et al.* 2004 ; Peuportier *et al.* 2004] montre que BEES[44], EcoEffect[45], EcoQuantum[46], Envest 2[47], Equer[48], TEAM[49], LEGEP[50] et

33 http://www.esru.strath.ac.uk/Programs/ESP-r.htm
34 http://simulationresearch.lbl.gov/dirsoft/d2whatis.html
35 http://www.energyplus.gov
36 http://simulationresearch.lbl.gov/VS/spark.html
37 http://www.sbicouncil.org/store/e10.php
38 http://www.izuba.fr/pleiades.htm
39 http://www.edsl.zenwebhosting.com/
40 http://www.jnlog.com/codyba1.htm
41 http://www.iesve.com/
42 http://www.logement.gouv.fr/article.php3?id_article=5723
43 http://www.passiv.de/07_eng/phpp/PHPP2007_F.htm
44 http://www.bfrl.nist.gov/oae/software/bees.html

Environmental Impact Estimator[51] (ATHENA) sont parmi les logiciels les plus cités. Le principe de fonctionnement de ces différents outils reste assez similaire. Les données concernant le bâtiment, ses matériaux constitutifs et son utilisation sont saisies ou partiellement fournies par un logiciel d'analyse énergétique (c'est le cas d'Equer). Ensuite, à partir d'une base de données d'inventaire, le logiciel calcule les impacts environnementaux engendrés sur une partie ou l'ensemble du cycle de vie du bâtiment. Ces résultats concernent généralement une dizaine de catégories d'impacts (réchauffement global, pollutions, génération de déchets, etc.) présentés sous forme graphique.

Il existe plusieurs bases de données d'inventaires issues de différents centres de recherche, telles que : EcoInvent (Suisse), Umberto (Allemagne), Franklin US LCI Database (États-Unis d'Amérique), SimaPro (Pays-Bas) et DEAM[52].

I.3.2.3 Les outils de simulation retenus

Parmi l'ensemble des outils identifiés dans l'étude bibliographique précédente, la réalisation de ce travail de thèse nécessitait les outils les plus adaptés à ses objectifs. En particulier, ces outils devaient permettre la modélisation de bâtiments à énergie positive, d'une part, et constituer des moyens de diffusion des connaissances apportées auprès des concepteurs de bâtiment (architecte, bureau d'études). Les outils finalement retenus sont **COMFIE**, pour la simulation thermique de bâtiments et les bilans énergétiques, et **EQUER**, pour les bilans environnementaux. Les raisons qui ont présidé à ce choix sont multiples :

- Ces deux logiciels sont pourvus d'une interface utilisateur conviviale facilitant leur utilisation, et particulièrement la saisie des données du bâtiment par le logiciel ALCYONE.
- Ces deux logiciels sont reconnus et utilisés par les professionnels du bâtiment et certains scientifiques [Krüger et Givoni 2004].
- COMFIE présente une structure modulaire autorisant son amélioration et son adaptation aux problèmes traités dans cette thèse.
- COMFIE a été confronté avec succès à des outils plus élaborés (protocole BESTEST de l'AIE[53]) et à des résultats expérimentaux [Peuportier 2005].
- COMFIE et EQUER font partie d'une même suite logicielle[54]. Ainsi une structure chaînée permet à EQUER de travailler directement à partir des résultats produits par COMFIE (Figure 12).

---

45 http://www.hig.se/t-inst/forskning/by/ecoeffect/

46 http://www.ivam.uva.nl/uk/producten/product7.htm

47 http://envestv2.bre.co.uk/

48 http://www.izuba.fr/equer.htm

49 http://www.ecobilan.fr/fr_team.php

50 http://www.legoe.de

51 http://www.athenasmi.ca/tools/software/

52 Pour une liste plus complète de ces bases de données, le lecteur pourra se reporter à la plate-forme d'information sur l'analyse de cycle de vie (LCA Info Hub) du centre commun de recherche (Joint Research Center) de la Commission Européenne (http://lca.jrc.ec.europa.eu/lcainfohub)

53 Cette procédure est maintenant incluse dans l'annexe 43 de l'Agence Internationale de l'Énergie. Le lecteur pourra se reporter à [Judkoff et Neymark 1995].

54 La suite logiciel a été récemment complétée par l'outil ARIADNE élargissant l'analyse de cycle de vie au quartier [Popovici 2006].

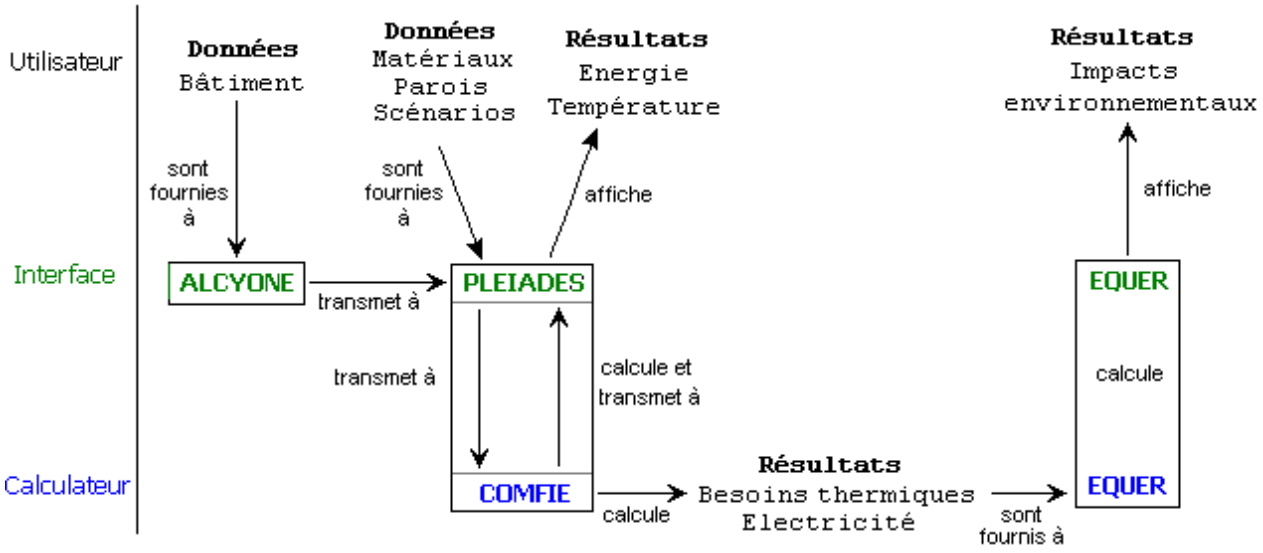


Figure 12 Structure de la suite logicielle Alcyone/Pléiades+Comfie/Equer

I.3.2.3.1 L'outil de simulation thermique du bâtiment : COMFIE

COMFIE est un outil logiciel de simulation thermique multizone du bâtiment qui a été développé au sein du Centre Énergétique et Procédés de l'École des Mines de Paris [Peuportier et Blanc-Sommereux 1990]. Il peut être utilisé dès la phase d'avant-projet pour optimiser la conception des bâtiments bioclimatiques. Ce logiciel calcule la température horaire dans chaque zone thermique, les besoins de chaleur et de rafraîchissement et la consommation électrique du bâtiment. Le modèle de bâtiment de COMFIE est adapté à la conception bioclimatique : il intègre notamment les apports solaires, les apports internes, les échanges thermiques conductifs, convectif, radiatifs et par renouvellement d'air, et il tient compte de l'inertie thermique dans chaque zone. Les calculs s'appuient sur un modèle numérique aux différences finies résolu après simplification par analyse modale [Bacot *et al.* 1984]. La simulation du bâtiment a été complétée par des modules de calcul concernant l'intégration des énergies renouvelables [Guiavarch 2003].

L'utilisation de COMFIE est facilitée par un chaînage en amont avec le logiciel ALCYONE qui permet la saisie rapide des caractéristiques géométriques du bâtiment et par l'interface graphique PLÉIADES qui permet la saisie des caractéristiques des parois, matériaux, ouvertures, masques etc., de ses équipements et des scénarios de fonctionnement (occupation, ventilation, consignes de température) et l'affichage des résultats de simulation sous forme graphique [Salomon *et al.* 2005].

La Figure 13 représente schématiquement la structure interne de COMFIE. Le logiciel est composé d'un *cœur de calcul* et d'un ou plusieurs *modules* additionnels associés selon une structure étoilée. Cœur de calculs et modules s'appuient sur une programmation orientée objet permettant de structurer les données par analogie avec les objets représentés. La communication entre COMFIE et son interface est assurée via des fichiers de texte contenant les paramètres d'entrée ou les résultats de simulation.

Le cœur de calcul assure la gestion de l'ensemble de la simulation. Il lit les paramètres d'entrée à partir des fichiers textes correspondants et réalise l'ensemble des initialisations nécessaires. Ensuite, il calcule les apports solaires à partir des données météorologiques, réalise le maillage du bâtiment, puis l'analyse modale du système d'équations pour le modèle de bâtiment. Dès que la simulation démarre, le cœur de calcul, à chaque pas de temps t_n et pour chaque zone du bâtiment, calcule la température de zone au temps t_{n+1} à partir de la température au temps t_n. Il active pour cela, séquentiellement, chacun des modules additionnels qui transmettent leur contribution sous la forme d'une puissance fournie à chaque zone thermique du bâtiment. L'interaction entre modules et cœur de calcul est gérée par diverses procédures, qui peuvent être itératives dans le cas d'un échange d'air (structure algorithmique de type « oignon » [Hensen 1995]). Le processus est répété à chaque pas de temps. Finalement, le cœur de calcul et chaque module écrivent les résultats horaires sous la forme de fichiers de texte.

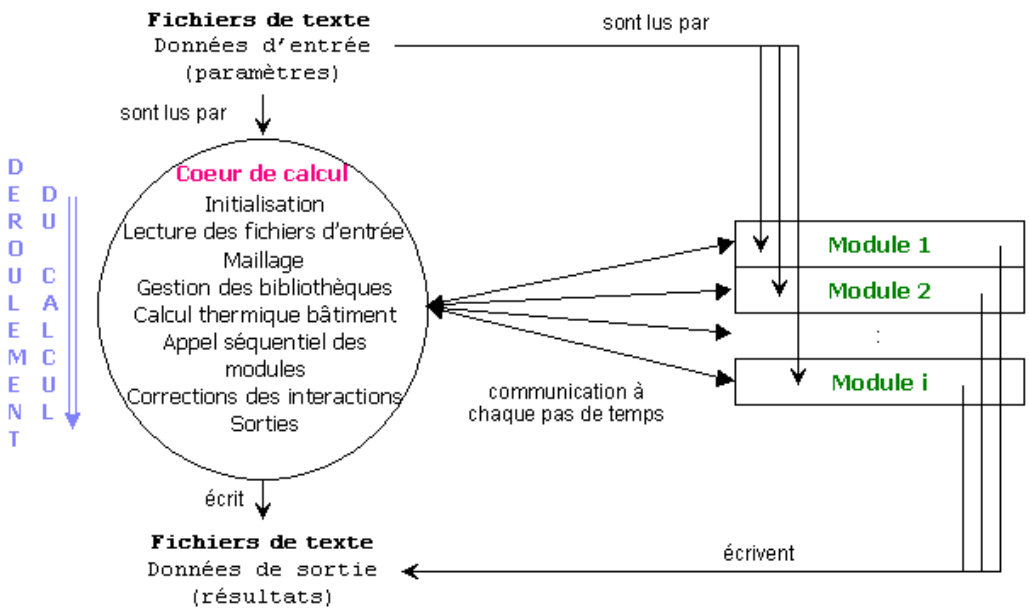


Figure 13 Structure des échanges d'information au sein de COMFIE

L'intérêt des modules de COMFIE réside dans leur couplage au modèle de bâtiment. Plusieurs modules sont disponibles (systèmes photovoltaïques, éclairage[55], chauffe-eau solaire[56]) et d'autres sont en développement (bilan d'humidité, pompes à chaleur, mouvement d'air, éclairage détaillé[57], solaire thermique[58]).

Pour les besoins de la simulation de bâtiments à énergie positive, l'usage de plusieurs de ces modules semble indispensable (systèmes photovoltaïques, chauffe-eau solaire). Cependant, au début de cette thèse, plusieurs équipements, identifiés au § I.2.5 comme particulièrement adaptés à ce type de bâtiment, n'étaient pas disponibles sous forme de modules. C'était le cas d'équipements tels que l'échangeur air-sol, le chauffage aéraulique ou les systèmes de micro-cogénération. Ces équipements innovants sont encore peu répandus en France, ce qui explique que leur comportement est parfois mal connu, que les modèles existants sont parfois insuffisants et que ceux-ci ne sont pas toujours intégrés à des modèles de bâtiment. Afin de pallier ces manques, cette thèse a donné lieu au développement de deux nouveaux modules pour l'outil COMFIE : l'un représentant un système de ventilation performant intégrant un échangeur air-sol et un échangeur sur air vicié, et l'autre représentant un système de micro-cogénération associé à un système de chauffage aéraulique. La conception et l'intégration de ces deux modules ont constitué une part importante de ce travail de thèse.

I.3.2.3.2 L'outil d'analyse de cycle de vie du bâtiment : EQUER

EQUER est un logiciel destiné exclusivement à l'analyse de cycle de vie des bâtiments qui a été développé au Centre Énergétique et Procédés de l'École des Mines de Paris [Polster 1995]. Il constitue un prolongement de COMFIE auquel il est chaîné.

L'analyse de cycle de vie réalisée par EQUER inclut non seulement la construction du bâtiment, la fabrication de ses matériaux constitutifs, la consommation d'énergie (chaleur, froid, électricité) durant son utilisation et sa fin de vie, mais aussi la consommation d'eau, le traitement de l'eau et des déchets, le transport des matériaux et des personnes, les infrastructures de production d'énergie (Figure 14). La durée de vie du bâtiment est un paramètre du calcul.

55 Méthode simplifiée : évaluation de facteurs de lumière du jour par la méthode LUMEN

56 Méthode mensuelle SOLO

57 Méthode détaillée par suivi de rayons

58 Méthode par simulation horaire

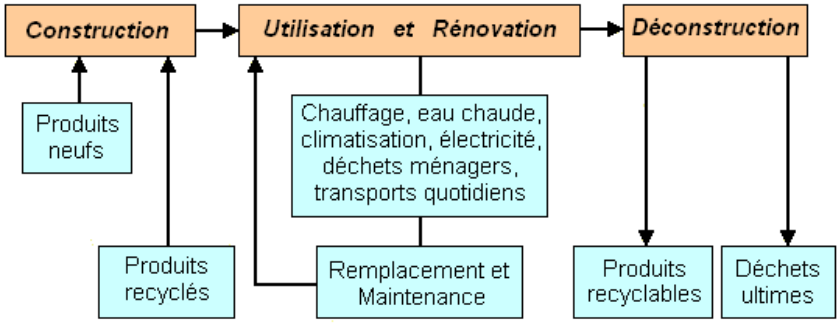


Figure 14 Structure du calcul de l'inventaire général d'EQUER

Les flux de matières et d'énergies recensés, associés à des données issues de plusieurs inventaires permettent au logiciel, pour chaque phase de la vie du bâtiment, de fournir les valeurs pour douze indicateurs d'impact (Tableau 5). Contrairement à d'autres outils, EQUER ne calcule pas d'indicateur composite. En effet, un tel indicateur, issu de la pondération des différents indicateurs d'impact, s'appuie nécessairement sur une définition subjective des pondérations qui est laissée à la discrétion des décideurs.

Légende	Indicateurs d'impacts	Unité
ENERGIE	Demande cumulative d'énergie	GJ
EAU	Eau utilisée	m^3
RESSOURCES	Epuisement des ressources abiotiques	kg Sb-Eq
DECHETS	Déchets produits (non-radioactifs)	t eq
DECHETSRAD	Déchets radioactifs produits	dm^3
PRG100	Potentiel de réchauffement global à 100 ans	t CO_2-Eq
ACIDIF	Potentiel d'acidification	kg SO_2-Eq
EUTROPH	Potentiel d'eutrophisation	kg PO_4^{3-}-Eq
ECOTOX	Dommages causés à la qualité des écosystèmes (écotoxicité)[59]	PDF.m^2.an
SANTEHUM	Dommages causés à la santé humaine[60]	DALY
O_3-SMOG	Formation d'ozone photochimique (smog d'été)	kg C_2H_4-Eq
ODEUR	Odeurs	Mm^3

Tableau 5 Les indicateurs calculés par EQUER *Source : [Popovici 2006]*

L'outil propose différentes représentations graphiques des résultats :

- histogramme par phase de vie du bâtiment pour chaque impact,
- diagrammes en étoile pour la comparaison de tous les impacts de plusieurs variantes par rapport à une référence,
- histogramme par impact, normalisé par les impacts annuels moyens par habitant en France (pour huit impacts seulement sur lesquels des données sont disponibles, Tableau 6).

Légende	Année-habitant	Unité
ENERGIE	175	GJ
EAU	339	m^3
DECHETS	10,4	t eq
DECHETSRAD	0,51	dm^3
PRG100	8,68	t CO_2-Eq
ACIDIF	62,3	kg SO_2-Eq
EUTROPH	38,1	kg PO_4^{3-}-Eq
O_3-SMOG	19,7	kg C_2H_4-Eq

Tableau 6 Impacts moyens annuels par habitant pour la France (année 1997) *[Popovici 2006]*

[59] Exprimé en fraction des espèces potentiellement disparues (PDF : Potentially Disappeared Fraction of species) sur une certaine surface de territoire et pendant une certaine durée.

[60] Exprimé par la durée de vie en bonne santé qui a été perdue (DALY : Disability Adjusted Life Years).

I.4 Conclusion

Les études bibliographiques et les états de l'art présentés dans cette partie ont permis de clairement identifier les enjeux, les objectifs et les caractéristiques des bâtiments performants, de proposer une définition du bâtiment à énergie positive et d'identifier les équipements les plus adaptés à ce type de bâtiment.

L'évaluation et l'analyse de ces bâtiments, de même que leur conception, nécessitent l'usage d'outils de calcul et de méthodes dont les principaux ont été présentés ici. Ceux qui ont paru les plus pertinents pour atteindre les objectifs de cette thèse ont été identifiés. Ils ont été mis en œuvre dans les chapitres suivants.

Les outils de calcul, destinés, pour certains, à l'aide à la conception des bâtiments, ne sont pas encore totalement adaptés à l'étude des bâtiments à énergie positive. En effet, ces derniers peuvent comporter des équipements ou des techniques constructives relativement nouvelles ou innovantes que les outils de calcul n'ont pas encore intégré.

En particulier, au démarrage de cette thèse, le logiciel Pléiades+COMFIE, retenu pour la simulation thermique dynamique des bâtiments, ne permettait pas la simulation de systèmes de ventilations comportant des échangeurs air-sol, souvent employés pour éviter l'usage d'une unité de climatisation en été ou pour préchauffer l'air en hiver. De même, les systèmes très efficaces de conversion énergétique que sont les systèmes de micro-cogénération ne pouvaient être simulés du fait de l'absence de modèle intégré au logiciel. La modélisation puis la conception de deux modules de calculs supplémentaires pour ces deux systèmes innovants ont constitué une partie importante de ce travail de thèse. Ce travail est exposé dans les chapitres II et III qui suivent.

D'autre part, du fait des besoins énergétiques des bâtiments à énergie positive, la part des impacts environnementaux associés aux consommations énergétiques est réduite. Ainsi pour ces bâtiments, la part des impacts environnementaux imputés aux équipements peut devenir significative. Actuellement, le logiciel d'analyse de cycle de vie retenu, EQUER, n'intègre pas le calcul d'analyse de cycle de vie de ces équipements. Un travail de rassemblement de données et d'évaluation de ces impacts pour les équipements du bâtiment à énergie positive a donc été mené. Il est présenté au début du chapitre IV.

Chapitre II

Modélisation d'un système de ventilation intégrant un échangeur air-sol

II.1 Introduction

Un bâtiment à énergie positive doit pouvoir limiter au maximum ses besoins de chauffage en hiver et la surchauffe en été. La forte isolation thermique et l'étanchéité à l'air de son enveloppe visent à réduire les échanges thermiques avec l'extérieur, cependant le renouvellement de l'air est nécessaire, à la fois pour maintenir la bonne qualité de l'air intérieur et pour apporter l'oxygène aux occupants, mais aussi pour participer, lorsque c'est possible, au préchauffage ou au rafraîchissement du bâtiment. Ce renouvellement d'air, lorsqu'il est spontané (infiltrations, ventilation naturelle par les ouvertures), s'accompagne d'un échange de chaleur et d'humidité qui peut dégrader les conditions de confort hygrothermique. C'est pourquoi l'amélioration des performances thermiques du bâtiment nécessite la maîtrise des échanges d'air.

Les solutions de ventilation retenues pour le bâtiment à énergie positive (cf. § I.2.5.2) sont celles qui assurent la meilleure maîtrise des flux d'air échangés, à la fois des points de vue hygiéniques et thermiques : différents dispositifs techniques, associés à une *ventilation mécanique contrôlée double flux* (VMC), permettent de limiter les échanges thermiques avec l'extérieur. Il s'agit principalement des *échangeurs sur air vicié* et des *échangeurs air-sol*.

II.1.1 Principe de l'échangeur sur air vicié

L'échangeur — ou récupérateur — sur air vicié se trouve au cœur d'un dispositif plus vaste de *ventilation double flux*. Ce système comporte deux réseaux de gaines : un réseau destiné à l'extraction de l'air vicié et un réseau destiné à l'insufflation de l'air neuf. Ces deux réseaux, intégrés au bâti, se rencontrent au niveau d'un *groupe double flux*, composé de deux ventilateurs d'insufflation et d'extraction et d'un échangeur thermique air-air, souvent situé à proximité des grilles de rejet et de prise d'air (Figure 15). L'échangeur met en contact thermique les deux flux sans les mélanger : les calories de l'air vicié sont récupérées en période de chauffage et l'air neuf insufflé est rafraîchi en période chaude. Ce dispositif réduit ainsi les échanges thermiques induits par la ventilation sans limiter le renouvellement d'air ni dégrader la qualité de l'air intérieur.

Ce type d'équipement peut être installé sur tout type de bâtiment neuf ou, dans certains cas, en rénovation. Il fait appel à des techniques simples (échangeur, ventilateur, filtres). Son niveau de performance élevé le rend incontournable pour les bâtiments visant de faibles besoins de chauffage. Le choix de sa mise en œuvre et son dimensionnement découlent d'un compromis entre les économies d'énergie apportées par l'échangeur et le surcroît de consommation électrique des ventilateurs induit par l'accroissement des pertes de charges mécaniques.

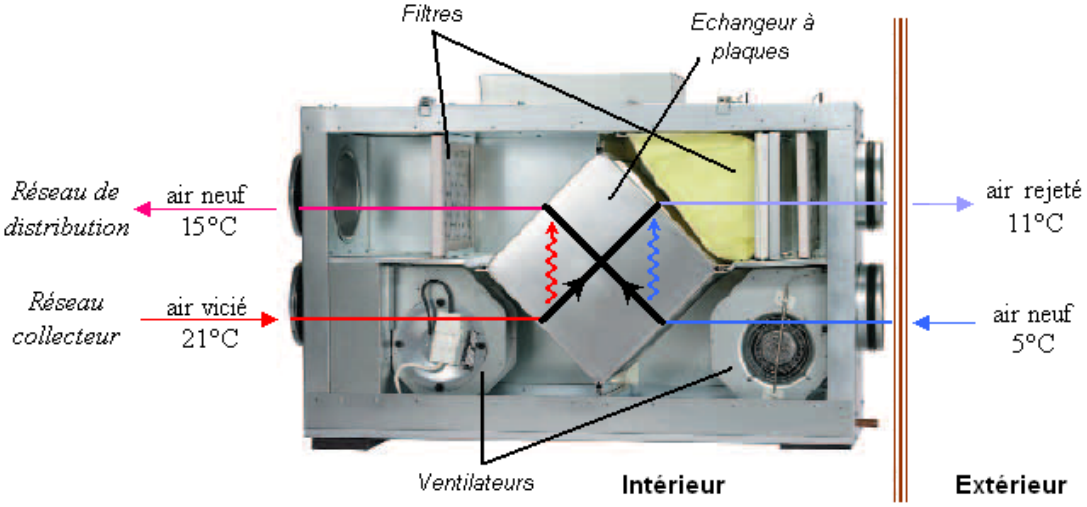


Figure 15 Schéma de principe d'une ventilation double flux avec échangeur de chaleur
(exemple de fonctionnement en période froide) (photo : Helios®)

II.1.2 Principe de l'échangeur air-sol

En fonction des conditions atmosphériques, de l'heure, du jour et de la saison, l'air extérieur subit de fortes variations de température et d'hygrométrie. À l'opposé, le sol, à quelques mètres sous sa surface, présente une température peu variable en raison de sa grande inertie thermique. L'échangeur air-sol — appelé aussi *puits canadien* ou *puits provençal* — tire partie de cette grande inertie en mettant en contact thermique l'air extérieur avec le sol. Sa finalité première est le pré-conditionnement thermique et hygrométrique de l'air de ventilation des bâtiments. De façon secondaire, il peut aussi éviter le givrage hivernal de l'échangeur sur air vicié, lors qu'il lui est associé en amont.

Concrètement, l'échangeur air-sol est constitué de tubes enterrés à quelques mètres de profondeur sous le sol, à proximité ou directement sous le bâtiment à ventiler. L'air provenant de l'extérieur, mu par un ventilateur, parcourt les tubes avant d'être insufflé dans le bâtiment (Figure 16). Durant son séjour dans les tubes, l'air échange ses calories avec le sol et peut aussi déposer une partie de l'eau dont il était chargé dans les tubes. L'échangeur air-sol atténue donc les variations thermiques et hygrométriques de l'air extérieur, ce qui correspond à un pré-conditionnement de l'air. Ce système consomme très peu d'électricité, il est donc quasiment passif.

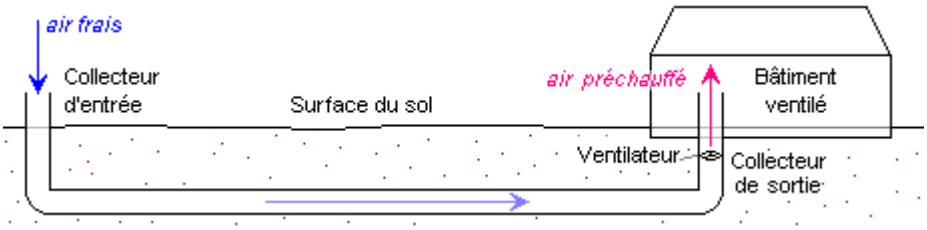


Figure 16 Schéma simplifié d'un puits canadien monotube
(exemple de fonctionnement en préchauffage)

Ce type d'équipement n'est pas adapté à tous les bâtiments. En effet, sa construction nécessite la réalisation de tranchées relativement profondes (de un à plusieurs mètres) et un espace au sol relativement important est requis. Il semble donc plus adapté aux bâtiments construits en zone ouverte (quartier pavillonnaire, zone d'activité) qu'à ceux situés en zone urbaine dense. Des bâtiments de toute taille peuvent en être équipés, depuis les maisons individuelles jusqu'aux logements collectifs et aux bâtiments de bureaux (plusieurs réalisations en Allemagne [Dibowski 2005a]). Des points de vue technique et économique, il est préférable d'implanter l'échangeur au moment de la réalisation du gros œuvre, plutôt qu'après la mise en service du bâtiment.

II.1.3 Objectif du chapitre

Il existe aujourd'hui sur le marché, des échangeurs air-sol sur mesure ou clefs en main pouvant être associés à un groupe double flux, à des by-pass et à des régulations. Les performances de ce type d'équipement intégré semblent en adéquation avec les exigences des bâtiments à énergie positive. C'est la raison pour laquelle ils ont été retenus comme systèmes de ventilation de référence pour cette étude. Cependant, ces systèmes ne semblent encore avoir fait l'objet d'aucune étude approfondie et leur influence sur les performances globales du bâtiment est assez mal connue.

Afin de répondre à ce besoin, l'objectif de ce chapitre est de proposer, pour ce système, un modèle pouvant être couplé à un modèle de bâtiment destiné à la simulation afin de permettre l'évaluation de l'influence de ce système sur les bilans énergétiques et environnementaux du bâtiment. Au préalable, un état de l'art sur les d'échangeurs air-sol a été réalisé, afin de mieux connaître les phénomènes qui interviennent en son sein et d'éclairer le choix et la conception de ce modèle.

II.2 Les échangeurs air-sol

La recherche sur les échangeurs air-sol semble avoir démarré après le pic pétrolier de 1979 et s'être arrêtée temporairement après le contre-choc de 1985 [Tzaferis *et al.* 1992]. Ce n'est que depuis 1995 que quelques chercheurs ont repris des études sur les questions des performances des échangeurs air-sol, de leur comportement thermique et de leur intégration au bâtiment comme

système de pré-conditionnement de l'air. Une analyse des différentes approches rencontrées dans la littérature permet d'identifier les différentes hypothèses et simplifications, ainsi que les outils de représentation mathématique employés qui dépendent des objectifs du modèle. Cette analyse constitue une intéressante base de travail préalable à la conception d'un modèle.

II.2.1 État de l'art des modèles d'échangeurs air-sol

Au moins une quinzaine d'études abordent la technologie des échangeurs air-sol, soit en tant que sujet principal [Mihalakakou *et al.* 1994 ; Benkert *et al.* 1997 ; Bojić *et al.* 1997 ; Benkert et Heidt 2000 ; Kunetz et Lefebvre 2001 ; Hollmuller 2002 ; De Paepe et Janssens 2003 ; Dibowski 2003 ; Zweifel 2004 ; Al Ajmi *et al.* 2005 ; Dibowski 2005a, 2005b ; Ghosal et Tiwari 2006 ; Badescu 2007], soit en tant que qu'élément d'une étude plus vaste sur le rafraîchissement de bâtiments [Serres *et al.* 1996 ; Bojić 2000 ; Badescu et Sicre 2003]. Les structures à rafraîchir sont soit des bâtiments, soit des serres [Gauthier *et al.* 1997 ; Hollmuller et Lachal 2001 ; Ghosal et Tiwari *op. cit.*].

La synthèse des principales approches rencontrées dans la littérature, présentée ci-après, a permis d'élaborer les grandes lignes du modèle développé, à travers l'identification des principales caractéristiques des échangeurs air-sol et de leurs ordres de grandeur, et par la formulation d'hypothèses de travail.

II.2.1.1 Modèles basiques

Une grande partie des études limite fortement le détail de la modélisation afin de fournir une valeur approchée acceptable de la température de l'air en sortie d'échangeur [De Paepe et Janssens *op. cit.* ; Kunetz et Lefebvre *op. cit.* ; Badescu et Sicre *op. cit.* ; Zweifel *op. cit.*; Ghosal et Tiwari *op. cit.*]. Ces modèles mono-tubes considèrent le sol comme une source de température fixe (pas d'influence de l'échange sur la température du sol). La température du sol T_{sol} est alors soit considérée comme un paramètre, soit calculée à partir d'un modèle simple où elle est une fonction sinusoïdale de la profondeur z et du temps t :

$$T_{sol}(z,t)=\overline{T}_{sol}(z)+\frac{A_{sol}(z)}{2}\cdot\sin(\omega\cdot t+\varphi(z)) \tag{7}$$

Avec :

$\overline{T}_{sol}(z)$	: Température moyenne annuelle du sol à la profondeur *z*	[K]
$A_{sol}(z)$	: Amplitude des oscillations de la température du sol	[K]
ω	: Pulsation des oscillations	[rad.s^{-1}]
$\varphi(z)$	: Déphasage des oscillations	[rad]

La période de l'oscillation est une période annuelle. Les fonctions $\overline{T}_{sol}(z)$, $A_{sol}(z)$ et $\varphi(z)$ sont établies empiriquement, par corrélation avec des mesures ou à partir d'abaques.

Considérant une température T_{sol} homogène imposée sur la paroi des tubes, un bilan thermique en tout point du tube permet de déduire le profil de température de l'air et la température en bout de tube. La solution de ce problème est de forme exponentielle :

$$T_{air}(x)=T_{sol}+\left(T_{air}(x)\big|_{x=0}-T_{sol}\right)\exp\left(-\frac{x}{l}\right) \tag{8}$$

Avec :

$T_{air}(x)$	: Température de l'air dans le tube à une distance x de l'entrée	[K]
T_{sol}	: Température du sol au niveau des tubes, fixée	[K]
l	: Longueur caractéristique de l'échange thermique, dépendant du débit d'air et des propriétés thermiques de l'air et du tube.	[m]

La longueur caractéristique de l'échange thermique est :

$$l=\frac{\dot{m}_{tube}\cdot c_{air}}{h\cdot 2\pi\cdot r_{\text{int}}} \tag{9}$$

Avec :

$\dot{m}_{tube}$	: Débit massique de l'air dans le tube	[kg.s^{-1}]
c_{air}	: Capacité calorifique massique de l'air	[J.kg^{-1}.K^{-1}]
h	: Coefficient d'échange par convection entre l'air et le tube	[W.m^{-2}.K^{-1}]
r_{int}	: Rayon intérieur du tube	[m]

Divers modèles thermohydrauliques permettent de calculer le coefficient d'échange h.

Par leur simplicité, ces modèles sont faciles à utiliser pour la réalisation de simulations. Par contre, ils demeurent fortement limités par leur faible modularité. En particulier, leur utilisation peut nécessiter un étalonnage préalable à partir de mesures de températures de sol, ce qui, en pratique, est rarement envisageable. De plus, ces modèles ne tiennent pas compte de l'évolution de la température du sol au voisinage des tubes, ce qui les rend inutilisables pour des simulations sur des échelles de temps longues, telles qu'une année ou une saison de chauffe. L'analyse de modèles plus détaillés s'avère donc indispensable.

II.2.1.2 Travaux du groupe de travail sur l'énergie solaire du land de Rhénanie du Nord-Westphalie

Le groupe de travail sur l'énergie solaire (AG Solar)[61] de Rhénanie du Nord-Westphalie (Allemagne) a réalisé un travail de recherche approfondi sur la problématique de l'échangeur air-sol, travail au sein duquel deux approches se distinguent :

- le projet GAEA[62], mené par le laboratoire *Bauphysik und Solarenergie* de l'université de Siegen, à partir de 1999 [Benkert *et al.* 1997 ; Benkert et Heidt 2000] et
- les travaux de Hans-Gerd Dibowski, comprenant sa thèse de doctorat [Dibowski 2003], et les projets qu'il a coordonnés par la suite concernant les bâtiments de bureau et les logements rafraîchis par échangeur air-sol [Dibowski 2005a, 2005b].

L'objectif du projet GAEA consistait à réaliser un logiciel de simulation des échangeurs air-sol permettant de mettre en évidence les gains énergétiques apportés par l'implantation de tels échangeurs sur des bâtiments.

Le modèle mis en œuvre à cet effet représente les échanges thermiques entre l'air circulant dans les tubes et le sol. Il intègre le gradient géothermique local, l'effet de la présence d'une nappe phréatique dans le sous-sol proche, l'effet de la proximité d'un bâtiment et la puissance thermique fournie à l'air par le ventilateur aspirant l'air dans le tube. Sa structure mathématique repose sur une transformation conforme de l'espace développée initialement par Albers [Albers 1991]. Le modèle introduit un nombre adimensionné, défini comme le rapport entre les coefficients des échanges thermiques intervenant entre la surface du sol et le tube, d'une part, et entre le tube et l'air de ventilation, d'autre part. Ce nombre, combiné à divers paramètres, permet d'évaluer la température de l'air en sortie d'échangeur.

Le logiciel GAEA[63], intégrant ce modèle, permet de déterminer précisément, pour différentes configurations de l'échangeur, les apports thermiques au bâtiment et donc l'énergie économisée correspondante. Les limites de cet outil résident dans sa base de données météorologiques restreinte au territoire allemand et dans le fait qu'il n'est pas couplé à un modèle thermique de bâtiment.

Les travaux menés quelques années plus tard par H.G. Dibowski vont plus loin. Sa thèse de doctorat intègre une analyse fine de la nature et de la thermique du sol ainsi qu'un bilan d'énergie à la surface du sol [Dibowski 2003]. Un modèle numérique tridimensionnel d'échangeur monotube a été développé et intégré au logiciel TRNSYS selon une méthode aux différences finies (150 mailles). Dans son étude, l'auteur propose plusieurs indicateurs sans dimension pour l'évaluation des performances instantanées ou maximales de l'échangeur, destinés en particulier au dimensionnement de l'échangeur en fonction des besoins. Le modèle et les indicateurs ont été confrontés à des mesures réalisées sur plusieurs installations réelles.

---

61 Acronyme pour *: Arbeitsgemeinschaft Solar.* Cf. le site Internet : *http://www.ag-solar.de/*

62 Acronyme pour : *Graphische Auslegung von Erdwärmeaustauschern*

63 Cf. *http://www.ag-solar.de/de/service/d_gaea.asp*

Les travaux ultérieurs de Dibowski ont mené à la réalisation d'un logiciel de simulation d'échangeurs air-sol destiné aux logements (L-EWTSim[64]) et d'un projet d'expérimentation sur des bâtiments tertiaires.

L'ensemble des travaux menés par le groupe de travail AG Solar a permis de confronter plusieurs modèles à des mesures réalisées sur des installations réelles. Ces modèles intègrent la plupart des phénomènes prépondérants qui caractérisent l'échange thermique au niveau d'un échangeur air-sol (cf. § II.2.2).

II.2.1.3 Modèle de Hollmuller

La thèse de doctorat de Hollmuller constitue aujourd'hui l'une des principales références pour la thermique des échangeurs air-sol [Hollmuller 2002]. En s'appuyant sur une modélisation théorique analytique approfondie mais aussi sur de nombreuses mesures in-situ, l'auteur y établit des règles simples pour le dimensionnement des échangeurs air-sol. La dynamique de l'échange et l'influence des différentes caractéristiques physiques du sol et de l'air sur cet échange sont étudiées dans un cas idéal (un seul tube enfoui dans le sol). Après une adimensionnalisation du problème, l'étude aboutit à des solutions analytiques complètes permettant de simuler les échanges de chaleurs intervenant entre un tube et le sol qui l'entoure. La dynamique du stockage thermique réalisé dans le sol est analysée : l'échangeur est considéré comme un filtre intervenant sur le signal thermique constitué par la température de l'air entrant. L'auteur analyse les capacités d'amortissement et de déphasage du signal en fonction de la fréquence de variation de ce dernier. Pour caractériser le phénomène, il utilise la notion de *profondeur de pénétration*, représentant l'épaisseur de sol où la température est fortement influencée par une variation de température de l'air circulant dans le tube.

Il faut noter que les transferts de chaleur par migration d'eau dans le sol, les transferts par conduction dans la direction de la longueur, l'effet de l'interposition de la paroi du tube entre l'air et le sol ont été négligés dans cette étude. Néanmoins, les échanges thermiques latents (évaporation ou condensation d'eau) ont été intégrés au modèle numérique mis en œuvre avec le logiciel TRNSYS. Ce modèle comporte 2 095 mailles, pour un échangeur composé de 14 tubes placés sur trois niveaux de profondeur différents ; la définition du maillage est directement liée à la structure de l'échangeur modélisé.

II.2.1.4 Autres modèles

La littérature comporte quelques modèles assez proches des précédents. Par exemple, [Badescu 2007] propose un modèle de transfert thermique dans le sol en deux dimensions, s'appuyant sur un bilan thermique à la surface du sol, et un modèle d'échangeur simple monotube. Ce modèle présente l'avantage de comporter un maillage réduit (22 mailles). Par contre, le système d'équations non-linéaire doit être résolu via un outil de résolution d'équations différentielles aux dérivées partielles.

[Bojić *et al.* 1997] propose un modèle plus simple encore, unidimensionnel, ne comportant que huit mailles de sol horizontales. Les tubes de l'échangeur sont placés dans l'une de ces mailles, parallèlement et avec un espacement régulier. Ni le profil de température variable le long des tubes ni l'influence du bâtiment proche ne sont pris en compte. Cette étude est la seule à considérer le couplage de l'échangeur au bâtiment.

Enfin, le modèle mis en œuvre au sein du logiciel WKM intègre une approche en différences finies (3 volumes de sol concentriques) et la prise en compte d'une température de sol variable [Huber *et al.* 2006]. Il est assez proche du modèle développé dans cette thèse.

II.2.2 Principaux paramètres de dimensionnement

L'analyse de la littérature consultée a permis d'identifier les paramètres influant sur le comportement thermique de l'échangeur air-sol et d'en distinguer les plus prépondérants. Ces paramètres sont à considérer pour le dimensionnement d'un échangeur air-sol, et par conséquent pour sa modélisation.

[64] Cf. *http://www.ag-solar.de/de/service/d_lewt_sim.asp*

II.2.2.1 Le débit d'air total

Le débit total de l'air circulant dans l'échangeur doit assurer l'ensemble des besoins de renouvellement d'air des pièces à ventiler. Le régime de ventilation peut varier selon le mode de fonctionnement (réduit en préchauffage, plus élevé en rafraîchissement). La détermination du débit d'air total maximal constitue le premier paramètre de dimensionnement de l'échangeur.

II.2.2.2 Le nombre et le diamètre des tubes

Le nombre et le diamètre des tubes définissent la **section totale** de tubes par laquelle va circuler l'air. Ils influent à la fois sur la vitesse d'écoulement de l'air et sur la surface de contact entre l'air et le sol. Ces paramètres sont ajustés en fonction du débit nominal de ventilation.

En pratique, pour les installation domestiques, le diamètre utilisé se situe entre 16 cm et 20 cm, mais il peut être bien supérieur sur des installations de grande taille [Dibowski 2005a]. Le nombre de tubes est conditionné par l'espace disponible pour l'installation de l'échangeur.

II.2.2.3 La vitesse de l'air dans les tubes

La vitesse de l'air ne constitue pas un paramètre indépendant, puisqu'elle découle directement du choix des trois paramètres précédents. Néanmoins, elle impose le type d'écoulement (laminaire, turbulent) et influe donc non seulement sur la valeur du coefficient d'échange convectif entre l'air et les tubes, mais aussi sur les pertes de charges mécaniques qui doivent être compensées par le ventilateur. Afin de limiter les pertes de charge, cette vitesse est le plus souvent maintenue en deçà de 3 à 4 $m.s^{-1}$.

II.2.2.4 La longueur des tubes

La longueur des tubes détermine la surface d'échange et le temps de séjour de l'air dans les tubes. En première approximation, d'après (8), le profil de température de l'air dans les tubes est asymptotique. Ainsi, au-delà d'une certaine longueur, le rallongement des tubes n'apporte aucune amélioration de l'échange. Il existe donc une longueur optimale de l'échangeur, liée à la longueur caractéristique de l'échange thermique, l, qui peut être obtenue en confrontant le surcoût économique de l'échangeur (constant avec la longueur) à l'économie d'énergie apportée par l'allongement des tubes. Par conséquent, il est préférable d'employer plusieurs tubes de longueur raisonnable (20 m à 40 m) plutôt qu'un ou deux tubes beaucoup plus longs.

[Dibowski 2005b)] et [Hollmuller 2002] fournissent des règles de dimensionnement simples permettant d'ajuster les quatre paramètres précédents en fonction du débit total de ventilation.

II.2.2.5 La distance entre tubes

Les fonctions de stockage et d'amortisseur thermique du sol sont assurées par le volume de sol situé tout autour de chaque canalisation. L'épaisseur de sol concernée est proportionnelle à la profondeur de pénétration du signal thermique, qui dépend de la période de variation des phénomènes mis en jeu [Hollmuller *op. cit.*]. Ainsi, si la distance entre deux tubes est du même ordre de grandeur ou inférieure à la profondeur de pénétration, la température de la portion de sol située entre ces tubes est influencée simultanément par ces deux tubes, ce qui réduit localement la capacité de stockage du sol.

L'influence de la distance entre les tubes sur les performances de l'échangeur est peu abordée dans la littérature. Pourtant, il semble important d'assurer une distance minimale afin de limiter l'interaction entre deux tubes adjacents et d'optimiser ainsi l'exploitation de l'inertie du sol. D'après Hollmuller (*op. cit.*), une distance de 40 cm sera suffisante pour maintenir l'effet de stockage thermique pour des variations journalières. Par contre, un stockage thermique saisonnier nécessiterait un espacement de l'ordre de 3 m, qui n'est généralement pas envisageable en pratique.

II.2.2.6 La profondeur d'enfouissement des tubes

Pour un échangeur air-sol, le sol joue le rôle d'isolant et de tampon thermique entre l'atmosphère et les canalisations enterrées. La profondeur d'enfouissement influe sur la qualité de cette isolation. Hollmuller (*op. cit.*) montre que les variations de température de l'air extérieur sont d'autant plus amorties et déphasées par le sol que la profondeur est grande (cf. Figure 22). Au-delà

d'une dizaine de mètres sous la surface du sol, la température du sol ne dépend quasiment plus des conditions atmosphériques.

Pour tirer partie du déphasage journalier, une profondeur de 40 cm est suffisante, tandis que pour un déphasage saisonnier, la profondeur minimale d'enfouissement requise est de 2 m. Au-delà, l'augmentation de la profondeur accroît les contraintes réglementaires (sécurisation du chantier) et les coûts de réalisation bien plus rapidement que l'économie d'énergie marginale apportée.

II.2.2.7 La nature du sol et son taux d'humidité

La capacité calorifique et la conductivité du sol ont une influence importante sur l'efficacité du système. Elles dépendent de la composition du sol mais aussi de son taux d'humidité et des migrations d'eau en son sein. La capacité thermique du sol correspond à la moyenne des capacités calorifiques de ses différents constituants : minéraux, matières organiques, air et eau. L'eau possède une capacité et une conductivité thermiques supérieures à celles des autres constituants du sol. Ainsi, un sol humide emmagasine mieux la chaleur qu'un sol sec et la transmet plus facilement à l'air dans les canalisations de l'échangeur. Cet effet est mis à profit pour augmenter temporairement la performance des échangeurs thermiques air-sol en humidifiant le sol par arrosage.

II.2.3 Autres paramètres de dimensionnement

Certains paramètres sont peu cités dans la littérature. Pourtant, une partie d'entre eux semblent jouer un rôle important dans le comportement de l'échangeur air-sol.

II.2.3.1 La rugosité intérieure des tubes

La rugosité intérieure des tubes favorise le transfert thermique par convection en créant de la turbulence, cependant elle favorise aussi les pertes de charges hydrauliques le long de chaque tube. Des pertes de charge élevées sont indésirables car elles entraînent un surdimensionnement des systèmes de ventilation et des pertes énergétiques supplémentaires. De plus, les irrégularités de l'intérieur des tubes favorisent la stagnation d'eau condensée, ce qui peut dégrader à terme la qualité de l'air ventilé (développement de micro-organismes). L'intérieur des tubes doit donc être le plus lisse possible. Ainsi, une légère pente de l'ensemble des tubes permet l'évacuation de l'eau condensée sans intervention extérieure.

II.2.3.2 La nature des tubes

La chaleur massique et la conductivité thermique du matériau constitutif des tubes sont généralement négligées dans les modèles consultés. En effet, la faible épaisseur des canalisations réduit fortement la capacité et la résistance thermique globale des tubes, qui influent alors très peu sur le comportement thermique de l'échangeur.

II.2.3.3 La géométrie de l'échangeur

L'échangeur est généralement constitué d'un ou plusieurs tubes disposés parallèlement, horizontalement et regroupés en entrée et en sortie par des collecteurs (cf. Figure 30). Les coudes et les bifurcations du réseau enterré induisent des pertes de charges hydrauliques supplémentaires à éviter. Une disposition verticale pourrait tirer profit de la meilleure stabilité de la température du sol à plusieurs mètres sous sa surface, mais les contraintes techniques et économiques d'un tel dispositif semblent disproportionnées vis-à-vis du gain de performance apporté.

II.2.3.4 Le rayonnement solaire

Le rayonnement solaire capté à la surface du sol chauffe ce dernier en surface. Pour les modèles faisant intervenir un calcul de la température du sol, le bilan thermique réalisé à la surface du sol doit inclure les échanges radiatifs. En effet, il s'agit d'un apport énergétique **majeur** dont l'influence sur la température du sol est significative, surtout à faible profondeur. Les modèles ne prenant pas en compte le rayonnement solaire fournissent des résultats dont l'erreur sur l'évaluation de la température du sol peut atteindre plusieurs degrés.

II.2.3.5 Influence de la présence d'un bâtiment proche

L'échangeur air-sol est toujours implanté à proximité d'un bâtiment, voire sous sa dalle. Or, un bâtiment peut échanger de la chaleur avec le sol et entraîner une perturbation locale de la température du sol. Cette interaction a une influence sur les performances globales de l'échangeur air-sol d'autant plus importante que l'influence du bâtiment sur l'échangeur est forte. Malgré son importance, seuls [Hollmuller 2002] et [Benkert et Heidt 2000] font mention de ce phénomène.

II.2.3.6 Influence de la présence d'une nappe phréatique proche

L'échangeur air-sol peut être implanté à proximité ou au milieu d'une nappe phréatique — ce qui ajoute une forte contrainte d'étanchéité aux tubes. Celle-ci modifie localement les propriétés du sol (taux d'humidité) et constitue, lorsqu'elle est circulante, une source de température stable. La température du sol est alors influencée par sa présence. [Hollmuller *op. cit.*] et [Benkert et Heidt *op. cit.*] sont les seuls à intégrer la présence d'une nappe phréatique à leur modèle. Néanmoins, des simulations réalisées sur le logiciel GAEA indiquent une influence limitée sur la température en sortie d'échangeur (variation de quelques dixièmes de degrés Celsius).

II.2.3.7 L'humidité de l'air

Les taux d'hygrométrie de l'air extérieur et de l'air extrait ne sont pris en compte que par les modèles intégrant les échanges latents [Hollmuller *op. cit.*]. En effet, pour les climats tempérés, les phénomènes de condensation et l'évaporation de l'eau à l'intérieur des tubes ne se produisent que de manière épisodique (p. ex. après un orage). Sur une année, ces phénomènes sont donc peu fréquents et leur influence sur le comportement de l'échangeur reste très limitée dans le temps. Sous d'autres climats, ces échanges peuvent être importants. Par exemple, en climat tropical humide, un puits canadien implanté à 3 m de profondeur permet d'abaisser la température de 6 °C et de déshumidifier sensiblement l'air intérieur, ce qui participe aussi à l'amélioration du confort thermique [Kemajou 2006].

II.2.4 Synthèse

Les questions les plus fréquemment abordées dans la littérature concernent l'évaluation :

- de la température du sol, à l'endroit où se trouve implanté l'échangeur air-sol,
- de l'échange thermique entre le sol et l'air traversant l'échangeur air-sol,
- du stockage thermique dans les couches de sol entourant les tubes.

Par contre, la question des échanges latents (condensation ou évaporation d'eau) n'est généralement pas traitée. L'omission de la contribution du rayonnement à l'échauffement du sol semble préjudiciable à la précision des modèles.

II.3 Modélisation du système de ventilation

Le système de ventilation intégré modélisé comprend un groupe échangeur associé en série à un échangeur air-sol, l'ensemble étant piloté par un système de régulation (Figure 17). Une possibilité de surventilation naturelle pour le rafraîchissement du bâtiment lors des nuits d'été est aussi inclus dans ce modèle.

II.3.1 Objectifs du modèle

Le modèle a été conçu pour être couplé à un modèle de bâtiment multi-zonal. Les objectifs visés sont :

- La *modularité* : le modèle peut représenter différentes configurations de systèmes de ventilation et d'échangeurs air-sol.
- La *cohérence* : le modèle est fondé sur la représentation des phénomènes physiques. Ces phénomènes et les facteurs les plus influents sur la performance globale du système doivent tous être pris en compte. La sensibilité des résultats aux différents paramètres doit être réaliste.

- La *simplicité* de la structure du modèle, de la formulation et de la résolution des équations.
- La *précision des résultats* : elle est indispensable pour l'évaluation des bilans énergétique et environnemental du bâtiment.

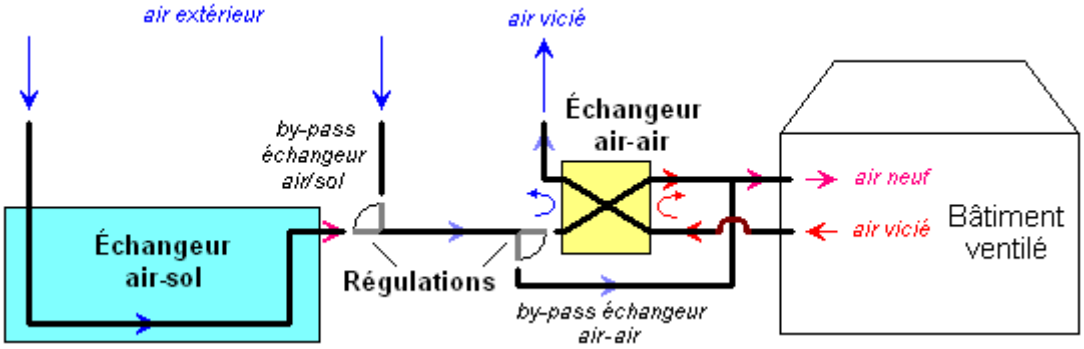


Figure 17 Schéma de principe du système de ventilation intégré

II.3.2 Structure du modèle

Le système comporte trois éléments interdépendants modélisés séparément : l'**échangeur air-sol**, l'**échangeur sur air vicié** et la **régulation** (Figure 18).

La compréhension du comportement physique de *l'échangeur air-sol* réalisé à travers l'état de l'art (§ II.2) a permis d'identifier les phénomènes mis en jeu au sein de l'échangeur et d'en sélectionner les plus influents pour leur mise en œuvre dans le modèle (§ II.3.3).

L'*échangeur sur air vicié* fait l'objet d'une modélisation basique (§ II.3.4). Les modèles plus élaborés (efficacité variable, méthode NUT-ε) n'ont pas été retenus afin de satisfaire l'objectif de simplicité énoncé plus haut.

La *régulation* mise en œuvre gère l'ensemble des by-pass, la surventilation nocturne et le régime de fonctionnement du système de ventilation en fonction de consignes et de données de température (§ II.3.5).

La température de l'air de ventilation calculée par le modèle du système de ventilation est directement transmise au modèle de bâtiment préexistant. La consommation électrique du système de ventilation a aussi été modélisée (§ II.3.6) pour être intégrée au bilan énergétique global du bâtiment.

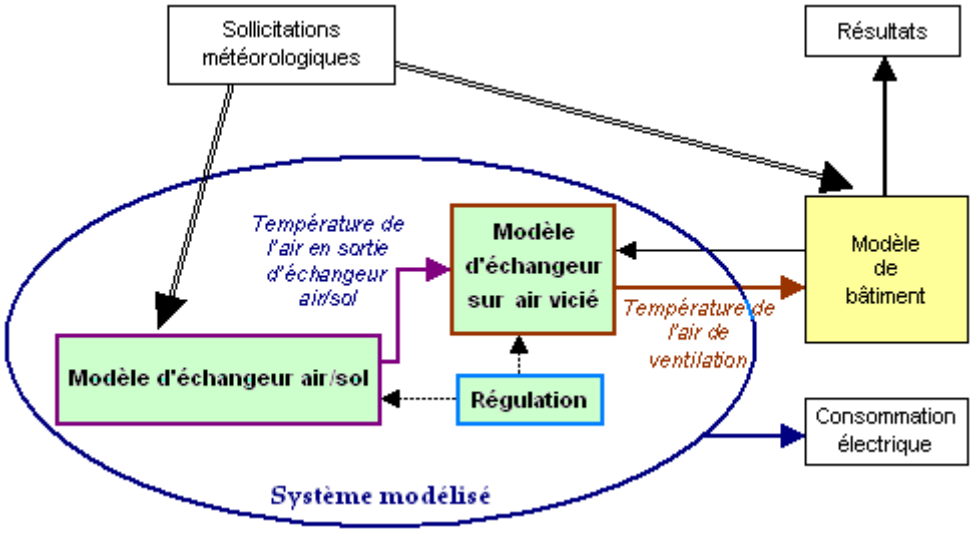


Figure 18 Structure du modèle réalisé, en relation avec le modèle de bâtiment

II.3.3 Modélisation de l'échangeur air-sol

II.3.3.1 Principe de la modélisation

Comme tout échangeur thermique, l'échangeur air-sol met en contact thermique deux sources de températures différentes. Dans le cas de l'échangeur air-sol, l'une de ces sources est **l'air** qui circule dans les tubes et l'autre est **le sol** placé au contact des tubes. Durant la saison chaude, la source chaude est l'air et la source froide le sol. Ceci s'inverse durant la saison froide. La *température de l'air dans les tubes* et la *température du sol au contact des tubes* constituent donc les deux variables d'entrée de l'échangeur. Pour un échangeur fluide-fluide, conduction et convection interviennent simultanément et localement entre deux entrées et deux sorties de fluide. Par contre, ici le sol est immobile et toute sa masse située *au voisinage* des tubes participe à l'échange par conduction. La température du sol au contact des tubes évolue donc au cours de l'échange thermique. L'expression « au voisinage » rappelle que l'énergie reçue ou cédée par le sol est transmise jusqu'à une distance indéterminée des tubes au-delà de laquelle, la température du sol n'est plus influencée par l'échangeur, c'est la *température du sol non-perturbé*.

Dans le cadre du présent modèle, l'échangeur est représenté par les tubes et le volume de sol où l'échange est considéré. En surface de ce volume, la *température du sol non perturbé* est imposée, constituant ainsi, avec la *température de l'air en entrée d'échangeur,* une condition aux limites.

La *température de l'air en entrée d'échangeur* correspond à la température de l'air extérieur. Elle est facilement mesurable ou accessible à partir de bases de données météorologiques horaires. Par contre, la *température du sol non perturbé* ne peut être connue sans l'usage d'un dispositif de mesure difficile à mettre en œuvre (sonde thermique placée à la profondeur d'enfouissement des tubes). Il n'existe aucune base de données à même de fournir cette température, c'est pourquoi une modélisation est nécessaire.

Ainsi, la modélisation de l'échangeur air-sol passe par la réalisation de deux modèles distincts (Figure 19) :

- Un **modèle thermique de sol**, capable de calculer, à tout instant et en tout point, la température du sol non perturbé ;
- Un **modèle thermique d'échangeur air-sol**, calculant la *température de l'air en sortie d'échangeur* en fonction de la *température de l'air en entrée d'échangeur* et de la *température du sol non perturbé* calculée en limite du volume de sol modélisé par le modèle thermique de sol.

Ces deux modèles ont été développés pour la simulation dynamique d'un bâtiment sur une période typique d'une année et avec un pas de temps fixe, compris entre 6 minutes et 1 heure.

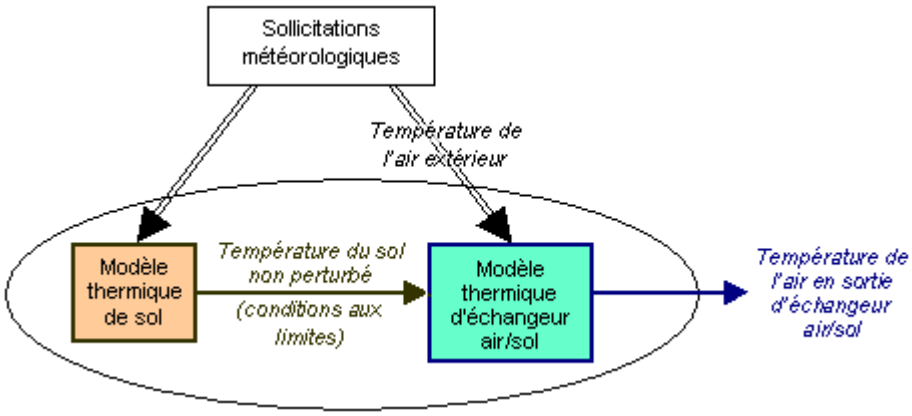


Figure 19 Structure du modèle d'échangeur air-sol

II.3.3.2 Modèle thermique de sol

L'objectif du modèle thermique de sol est de fournir la température du sol non perturbé en tout point du sol à tout instant. Cette température n'étant pas influencée par le fonctionnement de l'échangeur air-sol, le calcul est réalisé dans la zone d'implantation de l'échangeur en faisant abstraction de son influence.

II.3.3.2.1 Hypothèses du modèle

Le sol est considéré comme un milieu homogène et invariable, caractérisé par une conductivité thermique λ_{sol}, une masse volumique ρ_{sol} et une capacité calorifique massique c_{sol}. Par conséquent, la variation temporelle du taux d'humidité du sol, due, par exemple, aux infiltrations d'eau (pluie) ou aux périodes de sécheresse, est négligée et les propriétés considérées sont des propriétés moyennes. D'autre part, aucune nappe phréatique n'est prise en compte sous la zone d'implantation de l'échangeur.

Le modèle de température tient compte de trois phénomènes indépendants :

1. La conduction dans le sol du signal de température provenant de la surface du sol (effet des conditions atmosphériques)
2. La conduction du flux thermique provenant d'un bâtiment situé à proximité de la portion de sol considérée (influence du bâtiment sur la température du sol)
3. La conduction d'un flux thermique en provenance du sous-sol (flux géothermique)

Chacun de ces phénomènes est associé à des conditions aux limites spécifiques. En raison de la linéarité du phénomène de conduction, le modèle est construit comme la superposition des trois contributions, comme l'ont fait Mihalakakou *et al.* (1995) (Figure 20).

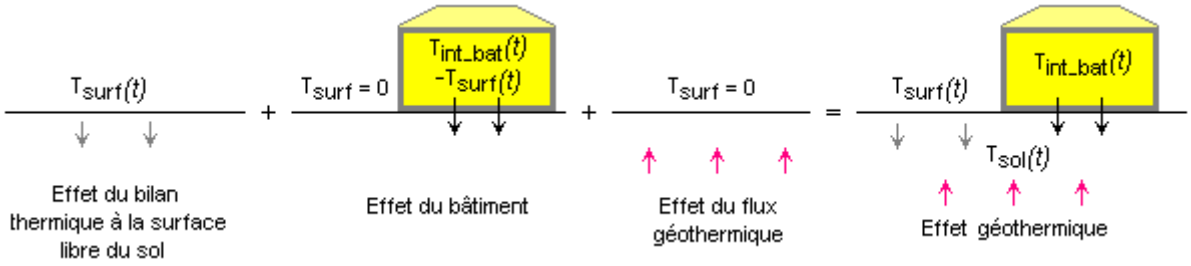


Figure 20 Superposition des trois termes du modèle thermique de sol

II.3.3.2.2 Conduction du signal thermique provenant de la surface du sol

Ce premier terme, noté ${}^{1}T_{sol}$, est prépondérant. En effet, selon la saison, la partie superficielle du sol peut subir des variations de température importantes, fonction de la zone climatique du lieu considéré et de la nature et de l'exposition de la surface du sol. En France, les ordres de grandeur sont de 15 °C pour la température moyenne et de 10 à 12 °C pour l'amplitude de variation annuelle.

Pour ce phénomène, la seule condition aux limites est un signal de température imposé en surface du sol. Ce signal, obtenu par un bilan thermique à la surface du sol, se propage dans le sol considéré comme un massif semi-infini.

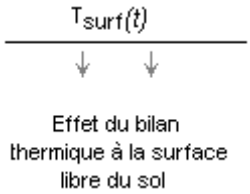


Figure 21 Conditions aux limites pour le premier terme du modèle

- **Modèle du massif semi-infini**

La propagation d'un signal de température dans un massif semi-infini possède une solution analytique lorsque le signal de température est sinusoïdal [Marchio et Reboux 2003]. Les hypothèses et résultats de ce problème sont rappelés ci-après et appliqué au cas du sol.

Soit un massif semi-infini (ici le sol) excité en surface par un signal de température sinusoïdal $T_{surf_sol}(t)$:

$$T_{surf_sol}(t)=\overline{T_{surf_sol}}+A_{surf_sol}\cdot\sin\left(\omega\cdot t-\varphi_{surf_sol}\right) \qquad (10)$$

Avec :

$\overline{T_{surf_sol}}$	: Température moyenne de la surface du sol	[K]
A_{surf_sol}	: Amplitude des oscillations de la température de la surface du sol	[K]
ω	: Pulsation des oscillations de la température de la surface du sol	[rad.s^{-1}]
φ_{surf_sol}	: Déphasage des oscillations de la température de la surface du sol	[rad]

L'hypothèse d'homogénéité et d'invariabilité des propriétés physiques du sol permettent d'en déduire la température ${}^{I}T_{sol}(z,t)$ du sol, au temps t et à la profondeur z :

$$ {}^{I}T_{sol}(z,t)=\overline{T_{surf_sol}}+A_{surf_sol}\cdot\exp\left(-\frac{z}{\delta(\omega)}\right)\cdot\sin\left(\omega\cdot t-\varphi_{surf_sol}-\frac{z}{\delta(\omega)}\right) \quad (11)$$

Avec :

$$ \delta(\omega)=\sqrt{\frac{2\cdot a_{sol}}{\omega}} \quad (12)$$

Avec :

a_{sol}	: Diffusivité thermique du sol	[m^2.s^{-1}]

$\delta(\omega)$ représente la *profondeur de pénétration* (en m) d'un signal de température de pulsation ω. Elle correspond à la profondeur où l'amplitude d'un signal de température surfacique périodique de pulsation ω est atténuée d'un facteur $e^{-1} \approx 0{,}367$. Elle s'exprime en fonction de la diffusivité thermique du massif, a_{sol} :

$$ a_{sol}=\frac{\lambda_{sol}}{\rho_{sol}\cdot c_{sol}} \quad (13)$$

Avec :

λ_{sol}	: Conductivité thermique du sol	[W.m^{-1}.K^{-1}]
ρ_{sol}	: Masse volumique du sol	[kg.m^{-3}]
c_{sol}	: Capacité calorifique massique du sol	[J.kg^{-1}.K^{-1}]

Ce modèle présente une solution sinusoïdale de même période que le signal d'excitation mais dont l'amplitude et le déphasage décroissent en fonction de la profondeur (Figure 22).

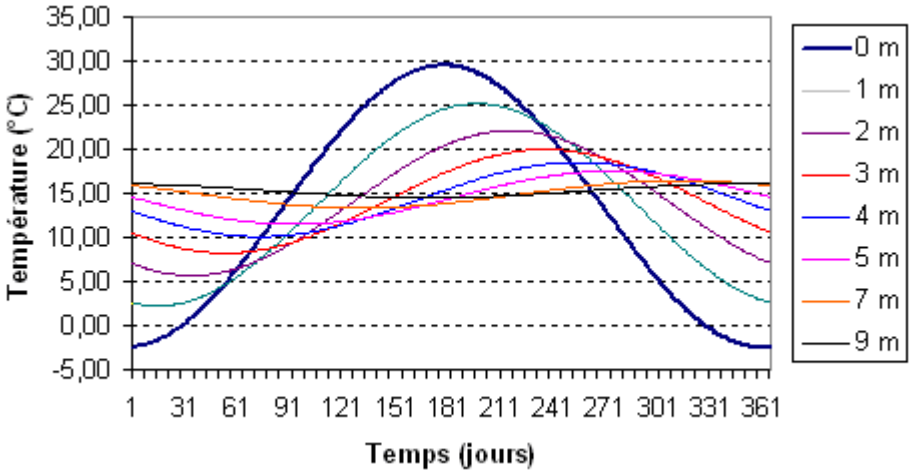


Figure 22 Allure du signal de température à différentes profondeurs dans le sol

Cette solution est largement utilisée dans la littérature pour modéliser le comportement thermique du sol [Williams et Gold 1977 ; Kunetz et Lefebvre 2001 ; Mermoud 2001 ; Benkert et Heidt 2000 ; Al Ajmi *et al.* 2005].

- **Bilan thermique à la surface du sol**

En l'absence de données de mesures, la température de la surface du sol doit être calculée. Ce calcul s'appuie sur un bilan thermique.

À la surface du sol, les échanges thermiques sont multiples : échanges avec l'atmosphère par conduction, convection de chaleur sensible et de chaleur latente, mais aussi avec le soleil et le ciel par rayonnement[65]. L'étude de Mihalakakou *et al*. (1997) et le cours de Mermoud (2001) ont permis de ranger ces différentes contributions par ordre d'importance : d'abord, l'échange convectif avec l'air, puis les échanges radiatifs, et enfin les échanges latents et conductifs. L'étude bibliographique a montré que le bilan thermique en surface se réduisant au seul échange avec l'air est insuffisant. Le bilan retenu intègre donc l'ensemble de ces flux (Figure 23 et Equ. (14)). Il est fortement inspiré de celui établi par Mihalakakou *et al*. (*op. cit.*) mais l'expression de ses solutions a été partiellement retravaillée.

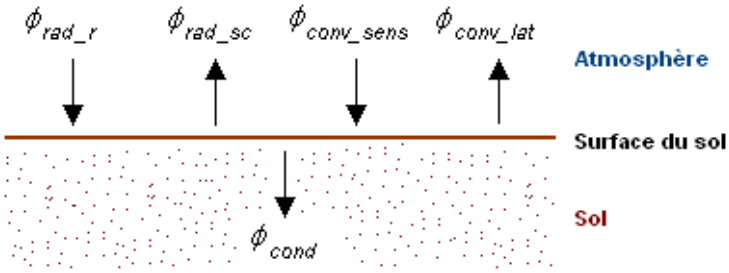


Figure 23 Bilan des flux thermiques à la surface du sol

$$\phi_{cond}=(\phi_{rad_r}-\phi_{rad_sc})+(\phi_{conv_sens}-\phi_{conv_lat}) \quad (14)$$

Avec :

ϕ_{cond}	: Flux thermique conductif vers le sol	[W.m^{-2}]
ϕ_{rad_r}	: Flux thermique radiatif reçu du soleil par la surface du sol	[W.m^{-2}]
ϕ_{rad_sc}	: Flux thermique radiatif net échangé avec le ciel	[W.m^{-2}]
ϕ_{conv_sens}	: Flux thermique convectif sensible reçu par la surface du sol	[W.m^{-2}]
ϕ_{conv_lat}	: Flux thermique convectif latent émis par la surface du sol	[W.m^{-2}]

Les expressions détaillées de ces cinq flux sont les suivantes :

$$\phi_{cond}=-\lambda_{sol}\cdot\left.\frac{dT_{sol}}{dz}\right|_{z=0} \quad (15)$$

$$\phi_{rad_r}=(1-\alpha_{sol})\cdot G \quad (16)$$

$$\phi_{rad_sc}=\varepsilon_{sol}\cdot\sigma\cdot(T^4_{surf_sol}-T^4_{ciel}) \quad (17)$$

$$\phi_{conv_sens}=h_{surf}\cdot(T_{amb}-T_{surf_sol}) \quad (18)$$

$$\phi_{conv_lat}=c_{lat}\cdot f\cdot h_{surf}\cdot[(a_{lat}\cdot T_{surf_sol}+b_{lat})-r_a\cdot(a_{lat}\cdot T_{amb}+b_{lat})] \quad (19)$$

Avec :

α_{sol}	: Coefficient d'albédo de la surface du sol	[-]
G	: Rayonnement solaire global horizontal	[W.m^{-2}]

[65] Pour une expression détaillée de ce bilan, voir [Poglio 2002].

ε_{sol}	: Émissivité de la surface du sol	[-]
σ	: Constante de Stefan-Boltzmann. σ = 5,67.10^{-8}	[W.m^{-2}.K^{-4}]
T_{ciel} , T_{amb}	: Température équivalente de ciel. Température de l'air ambiant	[K]
h_{surf}	: Coefficient d'échange convectif à la surface du sol	[W.m^{-2}.K^{-1}]

L'équation (19), issue de [Penman 1963], exprime les échanges latents en fonction d'un coefficient d'échange par convection h_{surf} qui dépend de la vitesse du vent, calculé par la formule empirique de Mostrel et Givoni (1982) :

$$h_{surf} = 0{,}5 + 1{,}2 \cdot \sqrt{v_{vent}} \tag{20}$$

Avec :

v_{vent}	: Vitesse du vent au niveau du sol	[m.s^{-1}]

L'équation (19) comporte aussi les variables et constantes suivantes :

r_a	: Humidité relative de l'air[66]	[-]
a_{lat}	: Constante empirique. a_{lat} = 103	[Pa.K^{-1}]
b_{lat}	: Constante empirique. b_{lat} = 609	[Pa]
c_{lat}	: Constante empirique. c_{lat} = 0,0168	[K.Pa^{-1}]
f	: Paramètre empirique qui dépend de la nature de la surface du sol et du niveau d'humidité du sol[67]	[-]

L'équation (17) fait intervenir la *température équivalente de ciel*. Cette température, purement théorique, peut, selon les sources, être corrélée à la température de l'air ambiant, à la pression de vapeur de l'atmosphère ou à la température du point de rosée [Duffie et Beckman 1991]. Ici, les équations (17) et (18) sont regroupées. Le flux radiatif émis est ainsi associé à l'échange convectif sensible et caractérisé par un coefficient d'échange équivalent constant, h_{eq} :

$$\phi_{conv_sens} - \phi_{rad_sc} = h_{eq} \cdot \left(T_{amb} - T_{surf_sol}\right) \tag{21}$$

La valeur retenue pour h_{eq} est la valeur moyenne utilisée par le modèle de bâtiment du logiciel COMFIE [Peuportier et Blanc-Sommereux 1994]. Elle dépend de l'exposition du sol au vent[68].

Pour résoudre l'équation (14), pour une partie des variables temporelles (α_{sol}, r_a, h_{surf}, v_{vent}, f, ε_{sol}, h_{eq}) seules les valeurs moyennes annuelles sont retenues. L'éclairement solaire G et la température ambiante T_{amb}, dont les valeurs horaires sont accessibles à partir de bases de données météorologiques, sont donc les seules sollicitations considérées ici. Par décomposition de Fourier, ces fonctions du temps peuvent être développées en série de sinus, dont l'harmonique fondamental correspond à la variation annuelle[69].

Les sollicitations considérées à la surface du sol sont donc de la forme (cas général) :

$$T_{amb}(t) = \overline{T_{amb}} + \sum_{n=1}^{N_h} A_{T,n} \cdot \sin\left(n \cdot \omega \cdot t - \varphi_{T,n}\right) \tag{22}$$

$$G(t) = \overline{G} + \sum_{n=1}^{N_h} A_{G,n} \cdot \sin\left(n \cdot \omega \cdot t - \varphi_{G,n}\right) \tag{23}$$

De même, la température de surface du sol est exprimée comme une somme de fonctions sinusoïdales :

---

66 L'humidité relative correspond au rapport entre la pression partielle de la vapeur d'eau présente dans l'air et la pression de vapeur saturante de l'air. Elle vaut 0 pour l'air sec et 1 (100 %) pour de l'air saturé.

67 Pour un sol nu : aride : f = 0,1 à 0,2 ; sec : f = 0,4 à 0,5 ; humide : f = 0,6 à 0,8 ; saturé : f = 1

Pour un sol couvert de végétation, il faut multiplier cette valeur par 0,7 [Penman 1963].

68 12,6 W.m^{-2}.K^{-1} pour un sol abrité du vent, 20 W.m^{-2}.K^{-1} pour un sol moyennement exposé au vent et 50 W.m^{-2}.K^{-1} pour un sol particulièrement exposé au vent.

69 La méthode est décrite en annexe 2.

$$T_{surf_sol}(t)=\overline{T_{surf_sol}}+\sum_{n=1}^{N_h}A_{surf_sol,n}\cdot\sin\left(n\cdot\omega\cdot t-\varphi_{surf_sol,n}\right) \quad (24)$$

[Jacovides *et al.* 1996] montre que la propagation des oscillations de la température du sol dans les premiers mètres se limitait à l'harmonique fondamental (période annuelle) et aux harmoniques de rang 2 et 3. Les oscillations de périodes plus courtes ne se propagent donc quasiment pas sous la surface du sol. Le nombre d'harmoniques N_h de ce modèle est donc limité à 3.

L'équation (24) est introduite dans l'équation (14). Après résolution, il est possible d'exprimer la température moyenne de la surface du sol $\overline{T_{surf_sol}}$, les amplitudes $A_{surf_sol,n}$ et les déphasages $\varphi_{surf_sol,n}$ de ses différentes composantes harmoniques en fonction de l'ensemble des paramètres indiqués plus haut.

$$\overline{T_{surf_sol}}=\frac{(1-\alpha_{sol})\cdot\overline{G}+h_r\cdot\overline{T}_{amb}+(h_r-h_e)\cdot\frac{b_{lat}}{a_{lat}}}{h_e} \quad (25)$$

et pour tout harmonique de rang n :

$$\tan\left(\varphi_{surf_sol,n}\right)=\frac{\left(h_{cond}(n\cdot\omega)+h_e\right)\cdot Y_{2,n}-h_{cond}(n\cdot\omega)\cdot Y_{1,n}}{-\left(h_{cond}(n\cdot\omega)+h_e\right)\cdot Y_{1,n}-h_{cond}(n\cdot\omega)\cdot Y_{2,n}} \quad (26)$$

$$A_{surf_sol,n}=\frac{Y_{1,n}\cdot\sin\left(\varphi_{surf_sol,n}\right)+Y_{2,n}\cdot\cos\left(\varphi_{surf_sol,n}\right)}{h_{cond}(n\cdot\omega)} \quad (27)$$

h_e, h_r, $h_{cond}(\omega)$, $Y_{1,n}$ et $Y_{2,n}$ sont cinq variables intermédiaires destinées à alléger l'écriture.

$$h_e=h_{eq}+h_{surf}\cdot c_{lat}\cdot a_{lat}\cdot f \quad (28)$$

$$h_r=h_{eq}+h_{surf}\cdot c_{lat}\cdot a_{lat}\cdot f\cdot r_a \quad (29)$$

$$h_{cond}(\omega)=\frac{\lambda_{sol}}{\delta(\omega)} \quad (30)$$

et pour tout harmonique de rang n :

$$Y_{1,n}=(1-\alpha_{sol})\cdot A_{G,n}\cdot\cos\left(\varphi_{G,n}\right)+h_r\cdot A_{T,n}\cdot\cos\left(\varphi_{T,n}\right) \quad (31)$$

$$Y_{2,n}=-(1-\alpha_{sol})\cdot A_{G,n}\cdot\sin\left(\varphi_{G,n}\right)-h_r\cdot A_{T,n}\cdot\sin\left(\varphi_{T,n}\right) \quad (32)$$

La température du sol, à toute profondeur et à tout instant, est donnée par l'équation (11), généralisée afin de prendre en compte chaque composante harmonique. Son calcul dépend donc de la température de l'air extérieur et du flux de rayonnement global incident mais aussi de l'humidité du sol, de la couverture du sol par la végétation, de la vitesse du vent, et de l'humidité relative moyenne de l'atmosphère. Ainsi, le modèle prend en compte la plupart des spécificités du lieu d'implantation de l'échangeur air-sol étudié.

II.3.3.2.3 Influence d'un bâtiment proche

La température ${}^1T_{sol}(z,t)$ est obtenue en tout point du sol en supposant que le bilan thermique en surface ne tienne compte que de paramètres météorologiques ou physiques locaux. Or un échangeur air-sol se trouve toujours implanté sous ou à proximité d'un bâtiment. La température à la surface du sol sous le bâtiment diffère de celle de la surface libre du sol. Un terme complémentaire ${}^2T_{sol}$ est donc considéré pour prendre en compte la contribution de l'effet d'un bâtiment proche.

L'échange thermique du bâtiment avec le sol dépend de l'aire et de la forme de la surface de contact du bâtiment avec le sol, de la qualité de l'isolation du bâtiment et de la température au sein du

bâtiment, ce qui le rend difficile à modéliser. Trois hypothèses simplificatrices sont formulées afin de rendre le problème plus accessible.

1ère hypothèse : La surface de contact du bâtiment avec le sol est équivalente à un disque de rayon R_0 (en m), horizontal, placé à la surface du sol. En pratique, R_0 sera calculé de manière à conserver l'aire S_{dalle} (en m^2) de la dalle en contact avec le sol.

$$R_0 = \sqrt{\frac{S_{dalle}}{2 \cdot \pi}} \tag{33}$$

2ème hypothèse : La température intérieure du bâtiment au niveau de la surface supérieure de la dalle est supposée uniforme et constante. Elle est notée $\overline{T_{int_bat}}$. Lorsque le bâtiment est bâti sur un vide sanitaire ventilé, l'influence du bâtiment sur la température du sol est simplement négligée.

3ème hypothèse : la paroi du bâtiment en contact avec le sol présente une épaisseur et une conductivité thermique uniformes sur toute sa surface.

Les conditions aux limites pour cette contribution sont obtenues en déduisant la température réelle de la surface libre du sol des différentes températures aux limites (Figure 24). Elles sont notées avec un accent circonflexe :

- La température de la surface libre du sol est nulle :

$$\hat{T}_{surf_sol}(t) = T_{surf_sol}(t) - T_{surf_sol}(t) = 0 \tag{34}$$

- La température de la surface du sol située sous le bâtiment est :

$$\hat{T}_{surf_bat}(t) = T_{surf_bat}(t) - T_{surf_sol}(t) \tag{35}$$

- Aucune condition de température ou de puissance à l'infini n'est imposée.

La température de surface du sol sous le bâtiment est déterminée en fonction de la température intérieure du bâtiment :

$$\hat{T}_{int_bat}(t) = \overline{T_{int_bat}} - T_{surf_sol}(t) \tag{36}$$

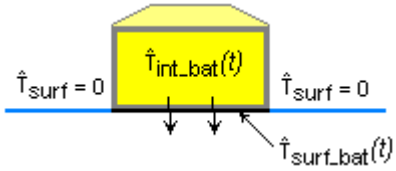


Figure 24 Conditions aux limites pour le second terme du modèle

Le raisonnement permettant de définir le second terme du modèle comme une correction du premier distingue deux types de corrections : une correction sur le comportement stationnaire et une correction sur le comportement oscillant.

- **Raisonnement sur les températures moyennes annuelles (comportement stationnaire)**

La puissance thermique P_{bat} échangée à travers la surface du bâtiment au niveau du sol dans le cas d'un état stationnaire est donnée par Hagentoft (1988). Pour une dalle circulaire munie d'un isolant d'épaisseur e_{dalle} et de conductivité thermique λ_{dalle} :

$$P_{bat} = \left[\lambda_{sol} \cdot R_0 \cdot h_S^{\in}\left(e_{eq}/R_0\right)\right] \cdot \left(\overline{T_{int_bat}} - \overline{T_{surf_sol}}\right) \tag{37}$$

avec :

e_{eq} : Épaisseur d'isolant équivalente [m]

$$e_{eq} = \frac{\lambda_{sol}}{\lambda_{dalle}} \cdot e_{dalle} \tag{38}$$

h_s^c : Facteur de perte thermique pour une dalle circulaire [-]

Ce dernier terme est calculé de manière approchée à partir des paramètres géométriques e_{eq} et R_0 :

$$h_s^c\left(e_{eq}/R_0\right) \approx \frac{\pi}{\frac{e_{eq}}{R_0} + \frac{4}{3\pi}} \tag{39}$$

Hagentoft (*op. cit.*) a montré que ce résultat était une bonne approximation du facteur de perte thermique obtenu pour une dalle réelle de forme rectangulaire de même surface, dès que e_{eq}/R_0 était supérieur à 0,12.

L'expression de l'échange conductif au travers de la dalle permet d'exprimer P_{bat} en fonction de T_{int} et de T_{surf_bat} :

$$P_{bat} = \left[\frac{\lambda_{dalle}}{e_{dalle}} \cdot S_{dalle}\right] \cdot \left(\overline{T_{int_bat}} - \overline{T_{surf_bat}}\right) \tag{40}$$

Le facteur $\frac{\lambda_{dalle}}{e_{dalle}} \cdot S_{dalle}$ représente le coefficient d'échange par conduction à travers la dalle (en W.K^{-1}).

$\overline{\hat{T}_{surf_bat}}$ s'exprime en fonction de $\overline{\hat{T}_{int_bat}}$, par combinaison des équations (37) et (40) :

$$\overline{\hat{T}_{surf_bat}} = \overline{\hat{T}_{int_bat}} \cdot \frac{\xi - 1}{\xi} \tag{41}$$

avec :

$$\xi = \frac{\frac{\lambda_{dalle}}{e_{dalle}} \cdot \pi \cdot R_0^2}{\lambda_{sol} \cdot R_0 \cdot h_s^c\left(e_{eq}/R_0\right)} \tag{42}$$

D'après l'hypothèse N° 1, le problème présente une symétrie cylindrique d'axe vertical passant par le centre de la dalle. Un point M du sol peut donc être repéré par les deux coordonnées, r et z, suivantes :

r : sa distance à un point considéré comme « le centre de la dalle » du bâtiment (surface inférieure de la dalle)

z : sa distance à la surface du sol, autrement dit sa profondeur (Figure 25).

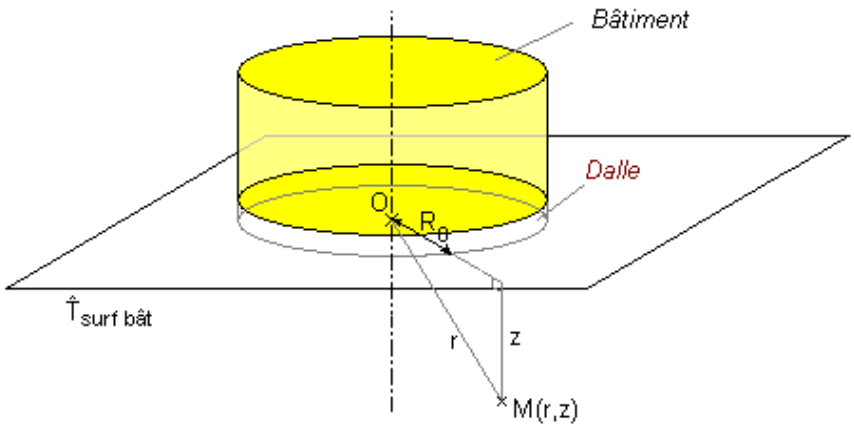


Figure 25 Les coordonnées dans le modèle sol/bâtiment

La recherche d'une formule analytique exacte pour le calcul de la température du sol en fonction de ces deux paramètres bute sur des expressions lourdes et difficiles à manier, incompatibles avec l'objectif de simplicité de notre modèle. La résolution du problème est menée de manière approchée par combinaison de deux situations extrêmes.

L'effet de l'échange thermique entre le bâtiment et le sol sur la température du sol peut être modélisé différemment selon que la partie du sol considérée est proche ou éloignée du bâtiment.

Si M est très proche du bâtiment ($z << R_0$), le flux autour de lui est homogène, les échanges unidimensionnels, les gradients de température verticaux et les surfaces isothermes sont planes et horizontales. Dans ce cas, une modélisation unidimensionnelle est privilégiée. La loi de température, analogue à celle de la conduction dans un barreau droit, est donc linéaire :

$$\overline{{}^{2}T_{sol}^{plan}}(z)=\overline{\hat{T}_{surf_bat}}\cdot\left(1-\frac{z}{Z_0}\right) \tag{43}$$

avec :

$\overline{{}^{2}T_{sol}^{plan}}$: Température dans le sol pour une configuration plane des surfaces isothermes [K]

Z_0 : Profondeur au-delà de laquelle la température du sol est considérée comme n'étant plus influencée par le bâtiment et valant donc T_{sol_moy} [m]

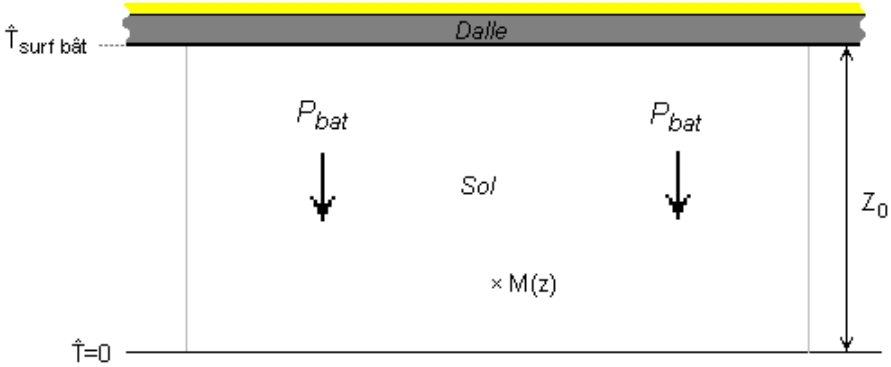


Figure 26 Échange plan à proximité du bâtiment

Si M est très éloigné du bâtiment ($z >> R_0$), le flux est vu comme radial, les échanges tridimensionnels et les surfaces isothermes sphériques, centrées sur le centre de la dalle. Une modélisation sphérique est à privilégier et la loi de température est alors hyperbolique :

$$\overline{{}^{2}T_{sol}^{sphère}}(r)=\overline{\hat{T}_{surf_bat}}\cdot\frac{r_0}{r} \tag{44}$$

Avec :

$\overline{{}^{2}T_{sol}^{sphère}}$: Température dans le sol pour une configuration sphérique [K]

r_0 : Distance théorique à laquelle la température T_{surf_bat} est atteinte [m]

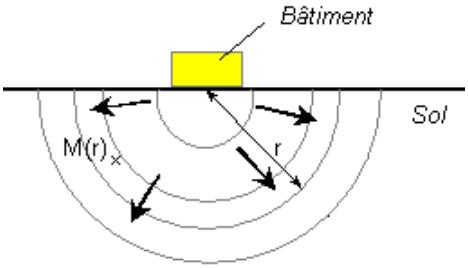


Figure 27 Échange sphérique à distance du bâtiment

Le modèle général de température est obtenu par combinaison linéaire de ces deux approches, sous la forme d'une moyenne, pondérée par un coefficient dépendant linéairement de la distance r. Une simplification permet de définir le *coefficient d'influence du bâtiment* $\sigma_{bat}(r,z)$, comme suit :

$$\forall z \in [0,Z_0] \text{ et } \forall r \in [0,Z_0],\ \sigma_{bat}(r,z) = \left(1-\frac{z}{Z_0}\right)\left(1-\frac{r}{Z_0}\right)$$

Pour $r > Z_0$ ou $z > Z_0$, $\sigma_{bat}(r,z) = 0$.

Ce coefficient vaut 1 sous la surface du bâtiment et 0 à une distance supérieure à Z_0 du bâtiment.

La contribution de l'effet du bâtiment à la température moyenne du sol $\overline{{}^2T_{sol}}(r,z)$ s'écrit alors :

$$\overline{{}^2T_{sol}}(r,z) = \overline{\hat{T}_{surf_bat}} \cdot \sigma_{bat}(r,z) \qquad (45)$$

Selon ce profil, si $\overline{\hat{T}_{surf_bat}} > 0$, alors :

- la température décroît quand les distances au bâtiment ou à la surface du sol croissent ;
- à l'aplomb du bâtiment, z=r, le profil décroît de manière parabolique. En z=r=D_0, la température correspond à la température du sol non perturbé ;
- à z donné, la température décroît avec la distance au bâtiment, en particulier à la surface du sol (z=0) ;
- à r donné, la température décroît quand la profondeur croît.

Le paramètre Z_0 dépend de l'extension au sol du bâtiment, donc de R_0. En effet, plus le bâtiment a d'emprise au sol et plus les couches profondes du sol sont thermiquement influencées. En pratique, la relation retenue est $Z_0 = 1{,}8 \cdot R_0$, où le coefficient de proportionnalité 1,8 a été étalonné a posteriori lors de la phase de validation (cf. § II.5.3.1).

- **Raisonnement pour les variations saisonnières de température**

Les variations saisonnières de la température du sol proviennent des variations de $T_{surf_sol}(t)$. Sous le bâtiment, cette variation saisonnière est considérée comme atténuée par un facteur $-\sigma_{bat}(r,z)$.

$${}^2T_{sol}(r,z,t) - \overline{{}^2T_{sol}}(r,z) = -\sigma_{bat}(r,z) \cdot \left({}^1T_{sol}(z,t) - \overline{{}^1T_{sol}}(z)\right) \qquad (46)$$

Cette représentation est très schématique puisque l'atténuation de ces variations est plus liée à la position du point du sol considéré par rapport au *bord* du bâtiment plutôt qu'à sa position par rapport au *centre* de ce dernier. Cependant, il n'est pas possible de faire entrer un trop grand nombre de paramètres dans un modèle qui se doit de rester simple. Du fait que la propagation des variations saisonnières ne dépasse pas quelques mètres à la surface du sol, l'atténuation sera importante à une

faible profondeur sous le bâtiment. La loi de propagation unidimensionnelle selon le modèle du massif semi-infini n'est pas remise en cause par la présence du bâtiment.

- **Contribution de l'influence du bâtiment**

La contribution de l'influence du bâtiment sur la température du sol s'écrit à partir des équations (45) et (46) :

$$^{2}T_{sol}(r,z,t)=\overline{^{2}T_{surf_bat}}\cdot\sigma_{bat}(r,z)-\left(^{1}T_{sol}(z,t)-\overline{^{1}T_{sol}}(z,t)\right)\sigma_{bat}(r,z) \qquad (47)$$

II.3.3.2.4 *Effet du flux géothermique*

Pour ce troisième terme, noté $^{3}T_{sol}$, les conditions aux limites sont :

- une température de la surface du sol nulle (même condition que pour la surface libre du sol au cas précédent) et
- une puissance géothermique provenant du manteau terrestre dans le sous-sol.

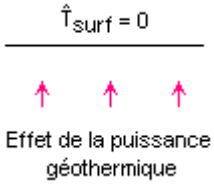


Figure 28. Conditions aux limites pour le troisième terme du modèle

Le flux géothermique ϕ_{geo} peut être considéré comme uniforme en tout point du sol. Comme il est vertical et dirigé vers le haut, la loi de Fourier (48) permet d'en déduire que la température du sol est proportionnelle à la profondeur (49).

$$\phi_{geo}=\lambda_{sol}\cdot\frac{\partial^{3}T_{sol}}{\partial z}(z) \qquad (48)$$

$$^{3}T_{sol}(z)=geo\cdot z \qquad (49)$$

Avec :

geo : Gradient géothermique [K.m^{-1}]

Le coefficient geo dépend du site considéré. Compte tenu des mesures réalisées en région toulousaine par l'INSA de Toulouse [Kunetz et Lefebvre 2004], par défaut, il est pris égal à 0,2 K.m^{-1}. Cependant, en raison de la faible profondeur d'enfouissement d'un échangeur air-sol, l'effet du flux géothermique est faible devant les contributions 1 et 2 (quelques dixièmes de degré au maximum).

II.3.3.2.5 *Expression de la température de sol*

La température du sol issue de la superposition des trois contributions décrites ci-dessus correspond à la somme des trois termes décrits précédemment :

$$T_{sol}(r,z,t)={}^{1}T_{sol}(z,t)+{}^{2}T_{sol}(r,z,t)+{}^{3}T_{sol}(z) \qquad (50)$$

D'où :

$$\boxed{T_{sol}(r,z,t)=\sigma_{bat}(r,z)\cdot\overline{T_{surf_bat}}+\left(1-\sigma_{bat}(r,z)\right)\cdot\left[\overline{T_{surf_sol}}+\sum_{n=1}^{N_h}A_{surf_sol,n}\cdot\exp\left(-\frac{z}{\delta(n\cdot\omega)}\right)\cdot\sin\left(n\cdot\omega\cdot t-\varphi_{surf_sol,n}-\frac{z}{\delta(n\cdot\omega)}\right)\right]+geo.z}$$

(51)

II.3.3.2.6 Limites du modèle thermique de sol

La Figure 29 représente schématiquement la structure du modèle thermique de sol réalisé, depuis les sollicitations jusqu'à la température du sol à une profondeur z donnée.

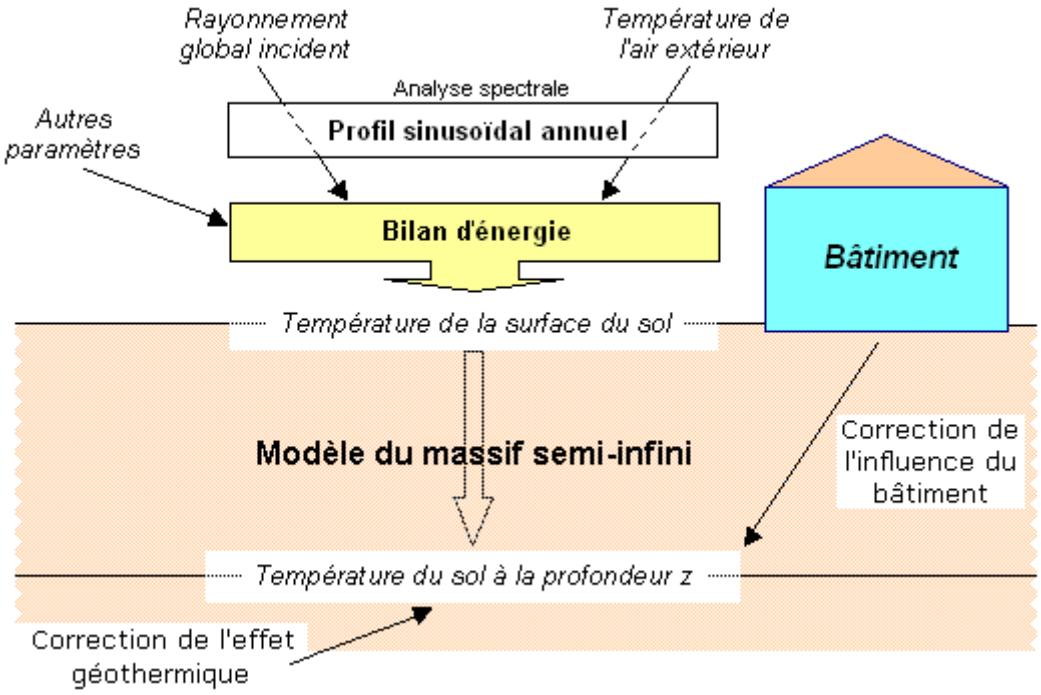


Figure 29 Structure du modèle de température du sol non perturbé

Le bilan thermique établi pour le calcul de la température de surface du sol est très complet et permet de simuler le comportement de tout type de sol pour toute situation géographique et climatique. L'absorption du rayonnement solaire par la surface du sol et les échanges latents avec l'atmosphère y sont pris en compte. Cependant, les différents paramètres complémentaires demeurent nombreux et parfois délicats à évaluer. L'influence des structures végétales ou bâties sur l'absorptivité du sol est donc prise en compte par le modèle mais demeure délicate à calibrer. L'utilisation optimale de ce modèle passe par un étalonnage correct de ces paramètres.

Le modèle proposé pour la prise en compte de l'influence du bâtiment s'appuie sur plusieurs hypothèses simplificatrices. Il fournit donc un ordre de grandeur de la correction apportée, mais la précision de cette correction reste certainement à améliorer.

II.3.3.3 Modèle thermique de l'échangeur air-sol

Afin de respecter les objectifs fixés au § II.3.1, le modèle d'échangeur a été conçu comme un compromis entre un modèle très simple, risquant de fournir des résultats très imprécis, et un modèle très détaillé, risquant de nécessiter trop de calculs. En conséquence, seuls les phénomènes prépondérants de l'échange thermique air-sol y ont été inclus.

II.3.3.3.1 Hypothèses géométriques

L'échangeur air-sol modélisé possède les caractéristiques géométriques suivantes (Figure 30) :

- Une entrée d'air verticale située entre la surface du sol (z=0) et le niveau d'enfouissement des tubes (z=+Z).
- Un ou plusieurs (N_{tubes}) tubes disposés horizontalement sous la terre à la profondeur z=+Z, formant une nappe de tubes.
- Une sortie d'air verticale située entre le niveau d'enfouissement des tubes (z=+Z) et la surface du sol (z=0).

Les connexions entre les canalisations horizontales (tubes) et les conduites d'entrée et de sortie d'air (collecteurs) ne sont pas prises en compte dans le modèle thermique. En pratique, elles n'existent pas toujours (cas de tubes flexibles).

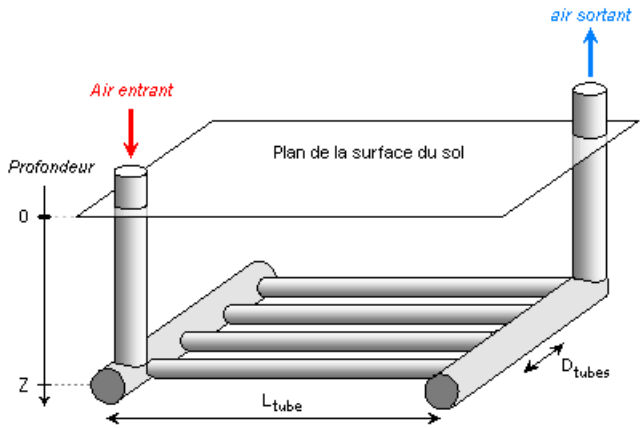


Figure 30 Schéma de la géométrie de l'échangeur air-sol

Les tubes horizontaux, de même que les collecteurs, sont considérés comme strictement identiques entre-eux : mêmes longueurs (L_{tube}), mêmes épaisseurs (e_{tube}), mêmes diamètres intérieurs et extérieurs (respectivement r_{int} et r_{ext}), mêmes propriétés physiques, mêmes orientations. Ils sont disposés côte à côte dans un même plan horizontal (une seule nappe horizontale), selon un espacement régulier fixé, D_{tubes} Collecteurs et tubes sont à section circulaire. La distance parcourue par l'air est la même, quel que soit le tube emprunté.

II.3.3.3.2 Hypothèses thermiques

En plus des hypothèses géométriques formulées ci-dessus, les performances de l'échangeur air-sol sont supposées avoir été optimisées au moment de la conception de manière que, pour chaque tube :

- les pertes de charges soient identiques (montage connu sous le nom de « boucle de Tichelmann »),
- le sol au voisinage des tubes présente des propriétés thermiques homogènes et identiques,
- le raccordement des tubes aux collecteurs soit réalisé de manière identique.

Les tubes étant en tout point identiques, le débit d'air est supposé identique dans chacun des tubes, à tout instant. De plus, l'échange thermique dans les collecteurs d'entrée et de sortie est supposé négligeable par rapport à l'échange dans les tubes de l'échangeur (hypothèse réaliste en raison de la faible longueur de ces deux éléments par rapport aux tubes de l'échangeur). La température de l'air en entrée de chaque tube est alors la même et, par symétrie du modèle, **le calcul de l'échangeur ainsi décrit peut être ramené à celui d'un seul tube**. En effet, quel que soit le tube qu'il parcoure, l'air traversant l'échangeur rencontrera le même environnement thermique.

Cette hypothèse n'est qu'une approximation puisque l'environnement n'est pas exactement le même autour de chaque tube. En effet, l'extension de la nappe de tube étant limitée en largeur, les tubes placés aux deux extrémités latérales de la nappe seront moins influencés par les autres tubes que ceux placés au centre de la nappe (effet de bord). Ce point important a été pris en compte dans la conception du maillage (cf. § II.3.3.3.3).

Le problème étant ramené à l'étude d'une seul tube équivalent, la température en sortie est la même pour chaque tube. L'énergie totale transportée par l'air dans l'ensemble de l'échangeur peut être déduite en raisonnant sur le débit d'air total.

II.3.3.3.3 Le maillage

La méthode des différences finies, couramment utilisée pour la simulation d'échangeurs thermiques, a été retenue pour cette modélisation. Par cette méthode, le système modélisé est découpé en volumes (ou mailles). Chaque volume donne lieu à l'établissement d'un bilan thermique. La température et toutes les propriétés physiques au sein de chaque maille sont supposées *uniformes*.

Le maillage proposé est constitué par un découpage des tubes en n_{pas} tronçons réguliers de longueur $\Delta x = L_{tube}/n_{pas}$. Ces tronçons sont délimités par des plans verticaux perpendiculaires aux tubes.

Sur la Figure 31, les tronçons sont représentés pour un échangeur à quatre tubes en vue de dessus et les collecteurs d'entrée et de sortie sont symbolisés par des cercles.

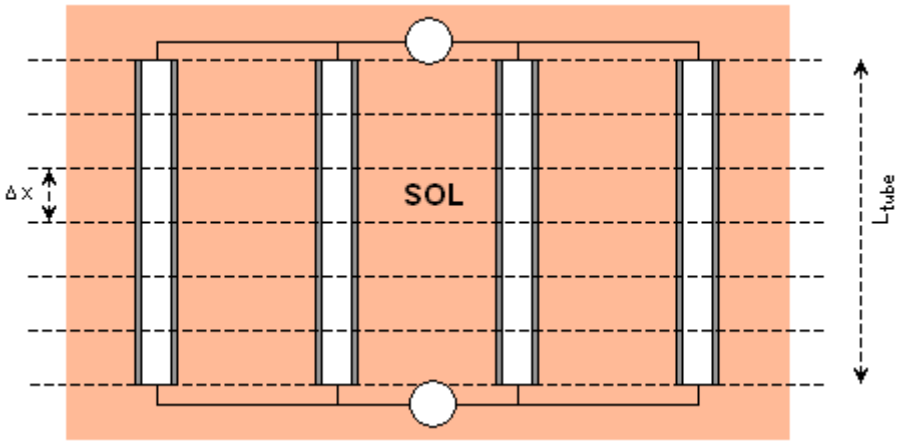


Figure 31 Le maillage proposé, vue de dessus

Les tranches verticales ainsi définies sont ensuite découpées en mailles cylindriques coaxiales centrées sur chaque tube (Figure 32). En cheminant de l'intérieur vers l'extérieur du tube, les mailles se répartissent comme suit :

- une maille à section circulaire représentant l'intérieur du tube où circule l'air (maille *air*),
- une maille à section annulaire représentant le tube (maille *tube*),
- une première maille de sol à section annulaire (maille *sol1*),
- une seconde maille de sol à section oblongue (maille *sol2*).

- **La maille *air***

La maille intérieure (*air*) est un cylindre droit de section circulaire qui représente le volume intérieur des tubes. Elle est constituée par l'air circulant dans le tube. Son rayon r_{int} correspond au rayon intérieur des tubes.

- **La maille *tube***

La maille *tube* est un cylindre droit à section annulaire qui représente exactement le volume occupé par le tube. Cette maille est nécessaire à la prise en compte fine des caractéristiques du tube (en particulier sa composition, son diamètre et son épaisseur). Elle permet de connaître la température du tube. La faible épaisseur des tubes ne lui fait pas jouer un rôle très important pour le comportement thermique de l'ensemble. Cependant, cette maille est utile pour comparer les performances d'échangeurs air-sol différant uniquement par les propriétés de leurs tubes. Son rayon extérieur r_{ext} correspond au rayon extérieur des tubes.

- **La maille *sol1***

La maille *sol1* est un cylindre droit de section annulaire. Elle a pour rôle la prise en compte de la conduction et du stockage thermique dans le volume de sol situé au voisinage immédiat des tubes. Ce « voisinage immédiat » est défini par son épaisseur, qui constitue un paramètre du maillage. Cette épaisseur est limitée car les mailles ne doivent pas s'interpénétrer. En pratique, elle a peu d'influence sur les résultats de simulation et peut donc être fixée par optimisation selon les contraintes géométriques de l'échangeur modélisé. La valeur retenue pour ce modèle est égale à 0,8 fois la profondeur de pénétration pour un signal thermique de période un jour (notée δ_{1j}). Cette valeur a été retenue pour permettre de modéliser un échangeur dont les tubes sont distants au minimum de 40 cm environ. Le rayon extérieur de cette maille est r_{12}.

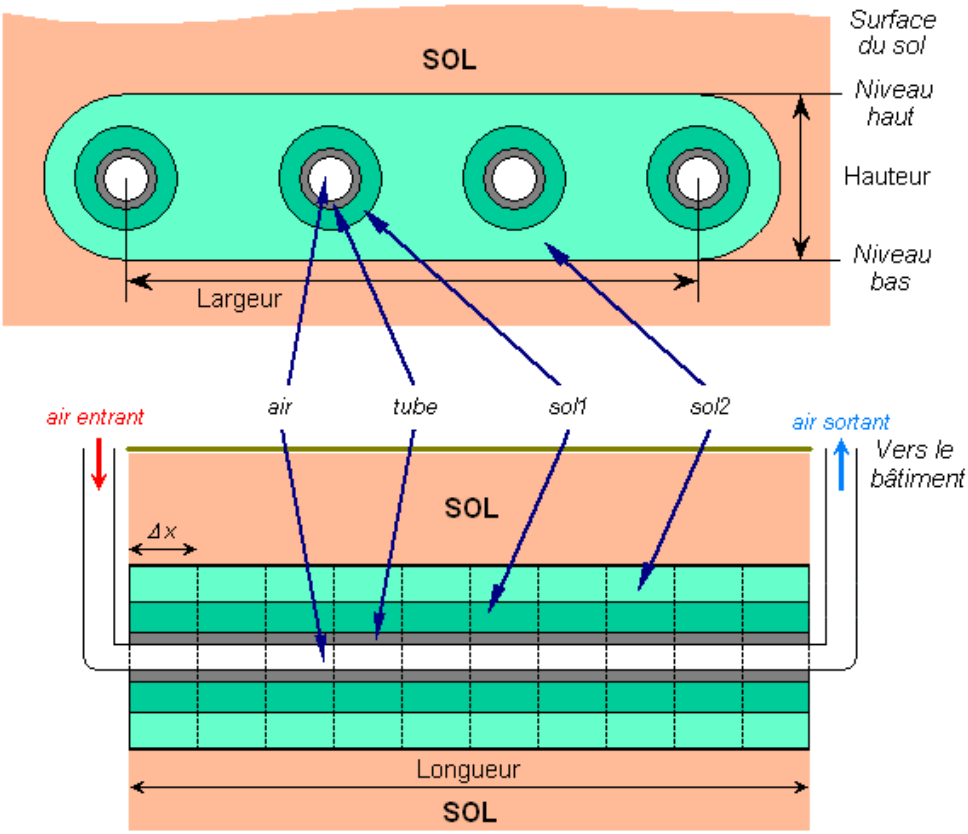


Figure 32 Représentation schématique du maillage proposé *(échelle non respectée)* **vue de face** *(haut)* **et vue latérale** *(bas)*

- **La maille *sol2***

Le rôle de cette maille est la prise en compte des interactions entre deux tubes proches. Or cette interaction ne se fait ressentir que lorsque deux tubes consécutifs se trouvent suffisamment proches. Au-delà d'une certaine distance, cette interaction peut être négligée. Afin de garantir un comportement réaliste du modèle, la structure de la maille *sol2* dépend donc de la distance entre les tubes de l'échangeur. Ici, la distance limite est fixée par les contraintes structurelles du maillage : deux éléments du maillage ne peuvent s'interpénétrer.

Pour des tubes proches ($D_{tubes} < 2.r_{2sol}$), la maille *sol2* se compose de deux parties distinctes connexes, comme indiqué sur la Figure 32. D'une part, ses extrémités sont formées de deux demi-cylindres de section annulaire de mêmes dimensions. Leur rayon intérieur coïncide avec le rayon extérieur de la maille *sol1*, avec laquelle la maille est en contact. Le rayon extérieur de ces deux demi-cylindres est noté r_{2sol}. D'autre part, la partie centrale de cette maille est un volume parallélépipédique rectangulaire, de largeur égale à $(N_{tubes}-1).D_{tubes}$, dont ont été ôtés les volumes des mailles *sol1*, *tube* et *air* qu'il inclut. Sa surface externe se trouve dans la continuité de celle des deux extrémités. Sa hauteur H_{sol2} vaut donc :

$$H_{sol2}=2\cdot r_{2sol} \qquad (52)$$

Cette maille englobe alors *l'ensemble* de la nappe de tubes, ce qui explique son étirement dans la direction de la largeur de l'échangeur air-sol. Elle prend ainsi en compte l'interaction des tubes les uns sur les autres.

Pour des tubes éloignés ($D_{tubes} > 2.r_{2sol}$), l'interaction entre les tubes peut être considérée comme négligeable. Les résultats fournis par le modèle sont alors indépendants de la distance entre les tubes et la maille *sol2* se ramène à un ensemble de mailles cylindriques disjointes à section annulaire tout à fait analogues à la maille *sol1* (Figure 33).

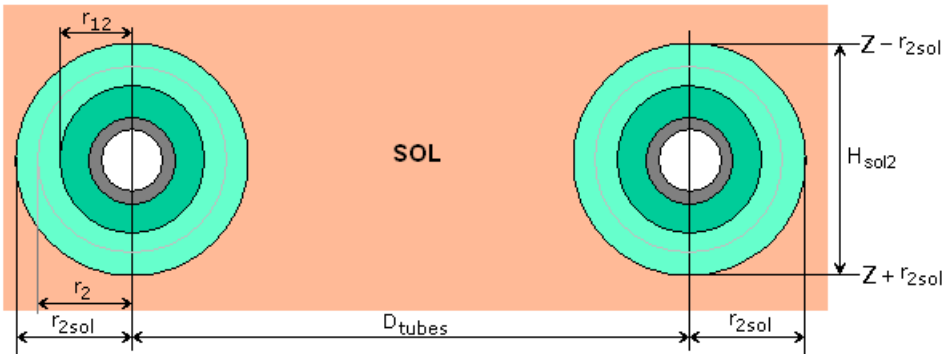


Figure 33 Apparence du maillage pour D_{tubes} > 2.R_{2sol}

La dimension retenue pour r_{2sol} est :

$$r_{2sol}=r_{ext}+1,3\cdot\delta_{1j} \tag{53}$$

La valeur 1,3 retenue dans la formule ci-dessus permet la prise en compte de l'interaction entre tubes jusqu'à une distance d'environ 1 m et la simulation de tubes situés au minimum à 50 cm de profondeur environ.

- **Le sol**

Le sol représente l'environnement direct du volume maillé. La surface extérieure de la maille *sol2* représente la limite du volume maillé : c'est sur cette surface que sont imposées les conditions aux limites constituées par la *température du sol non perturbé* calculée via le modèle thermique du sol.

Afin de distinguer les conditions aux limites et les comportements au-dessus et au-dessous des tubes, il a été envisagé de subdiviser les mailles *sol1* et *sol2* en deux parties hautes et basses séparées par le plan horizontal contenant les axes des tubes. Cependant, par symétrie complète du système par rapport à ce plan horizontal, cette subdivision aurait compliqué les calculs sans en améliorer la précision. Imposer aux limites hautes et basses une température correspondant à la moyenne arithmétique des températures de sol T_{solh} et T_{solb}, calculées aux limites supérieure et inférieure, est équivalent du point de vue analytique et simplifie le maillage. L'ensemble du maillage présente donc 4 mailles par tronçon vertical, soit 4.n_{pas} mailles au total.

II.3.3.3.4 <u>*Relations entre les mailles*</u>

Selon la méthode des différences finies, chacune des mailles est supposée à température *uniforme*. Cette température représente donc une moyenne spatiale de la température dans tout le volume de la maille. Les échanges conductifs entre mailles sont exprimés à l'aide de ces températures, à partir de surfaces isothermes intérieures aux mailles. La position de ces surfaces — dénommée ici *rayon interne des mailles* — correspond théoriquement aux points où la température de la maille est atteinte. Ainsi, le rayon interne de la maille *tube* r_t vaut :

$$r_t=\exp\left(\frac{r_{ext}^2\cdot\ln(r_{ext})-r_{\text{int}}^2\cdot\ln(r_{\text{int}})}{r_{ext}^2-r_{\text{int}}^2}-\frac{1}{2}\right) \tag{54}$$

Il est solution de l'équation :

$$T_{tube}(r_t)=\overline{T}_{tube}=\frac{\int_{r_{\text{int}}}^{r_{ext}}2\cdot\pi\cdot r\cdot T_{tube}(r)\cdot dr}{\int_{r_{\text{int}}}^{r_{ext}}2\cdot\pi\cdot r\cdot dr} \tag{55}$$

L'expression de la température en tout point d'une couronne cylindrique en régime stationnaire est donnée par Marchio et Reboux (2003). Des formules analogues à la formule (54) sont aussi valables pour le calcul de r_1 et de r_2. Pour des raisons liées à la structure géométrique du maillage, r_2 ne doit pas être supérieur à D_{tubes}/2, ce qui impose une valeur minimale à D_{tubes}.

Les paramètres du maillage permettent de définir les surfaces et résistances thermiques des échanges (Figure 34 et Figure 35).

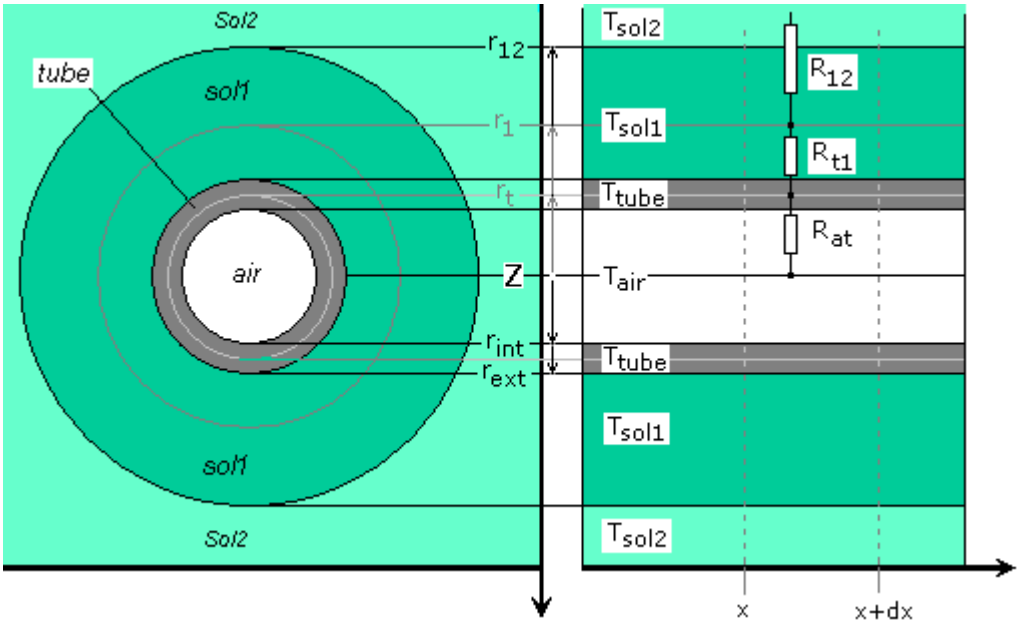


Figure 34 Maillage au niveau d'un tube avec résistances thermiques équivalentes
(Coupe de face et de profil)

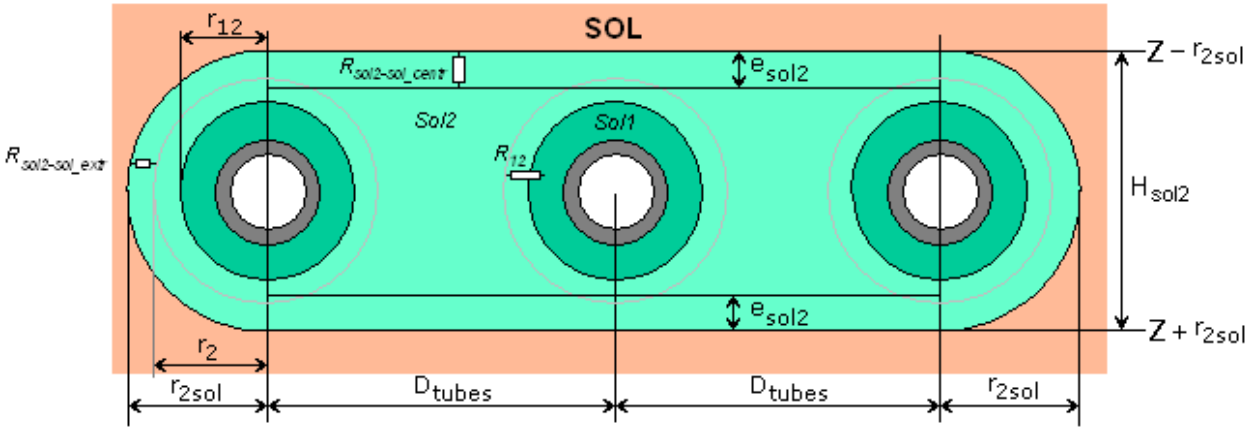


Figure 35 Structure de la maille *sol2* pour un échangeur à trois tubes (structure connexe)

Les paramètres géométriques du maillage sont les suivants :

- r_{int} : Rayon intérieur du tube et de la maille *tube* et rayon extérieur de la maille *air*.
- r_t : Rayon interne de la zone *tube*.
- r_{ext} : Rayon extérieur du tube et de la maille *tube* et rayon intérieur de la maille *sol1*.
- r_1 : Rayon interne de la maille *sol1*.
- r_{12} : Rayon extérieur de la maille *sol1* et rayon intérieur de la maille *sol2*.
- r_2 : Rayon interne des deux extrémités cylindriques de la maille *sol2*.
- r_{2sol} : Rayon extérieur des deux extrémités cylindriques de la maille *sol2*.
- H_{sol2} : Hauteur de la maille *sol2*.
- e_{sol2} : Épaisseur de la partie centrale de la maille *sol2* en contact avec le reste du sol.

Les échanges thermiques considérés entre les mailles *air*, *tube*, *sol1* et *sol2* sont des échanges conductifs à symétrie circulaire. Les résistances thermiques sont donc calculées pour des couronnes cylindriques (cf. § II.3.3.4.4).

L'échange thermique entre la maille *sol2* (structure connexe) et le sol est subdivisé en deux échanges conductifs distincts : un échange plan au niveau de la partie centrale et un échange circulaire au niveau des extrémités. L'épaisseur de la couche échangeant avec le sol dans la partie centrale de la maille *sol2* est notée e_{sol2}. Elle est calculée de manière que le volume total des échanges — avec le sol et avec la maille *sol1* — soit égal au volume réel de la partie centrale de la maille. L'échange avec le sol au niveau des extrémités correspond à celui d'une couronne circulaire. La température du sol est calculée pour les hauteurs Z +/- r_{2sol}.

Lorsque les tubes de l'échangeur sont très espacés les uns des autres (D_{tubes} > 2.R_{2sol}), la maille *sol2* présente une structure non connexe, l'interaction entre les tubes n'est pas prise en compte et l'échange avec le sol est calculé pour des couronnes cylindriques, de manière analogue à l'échange avec la maille *sol1*.

La condition de température au niveau des extrémités de la maille *sol2* est la moyenne arithmétique des deux températures de sol T_{solh} et T_{solb}. Cette approximation induit une erreur d'autant plus négligeable que le nombre de tubes de l'échangeur air-sol est élevé.

Les échanges thermiques par conduction se déroulant dans la direction parallèle à l'axe des tubes sont négligés dans les mailles de tube et de sol. En effet, selon cette direction, l'épaisseur des mailles est grande et les écarts de température sont faibles. Seule la convection forcée de l'air est à l'origine des différences de températures entre les différents pas d'espace. Pour donner un ordre de grandeur, pour une maille cylindrique de largeur Δx, soit P_L la puissance échangée longitudinalement et P_R la puissance échangée de manière radiale, et ΔT_L et ΔT_R les écarts de température associés (cf. Figure 36). Le rapport entre P_L et P_R est de l'ordre de :

$$\frac{P_L}{P_R}=\frac{UA_L}{UA_R}\cdot\frac{\Delta T_L}{\Delta T_R}=\frac{2\cdot\pi\cdot\lambda\cdot\frac{\left(r_{2s}^2-r_{ext}^2\right)}{\Delta x}}{2\cdot\pi\cdot\lambda\cdot\frac{\Delta x}{Ln\left(\frac{r_{2s}}{r_{ext}}\right)}}\cdot\frac{\Delta T_L}{\Delta T_R}=\frac{\left(r_{2s}^2-r_{ext}^2\right)\cdot Ln\left(\frac{r_{2s}}{r_{ext}}\right)}{\Delta x^2}\cdot\frac{\Delta T_L}{\Delta T_R} \qquad (56)$$

En prenant, par exemple, r_{ext}=8 cm, r_{2s}=50 cm, Δx = 4 m, ΔT_L=0,1 °C et ΔT_R=10 °C, l'application numérique aboutit à un rapport de l'ordre de 0,03 %, ce qui confirme la pertinence de l'hypothèse.

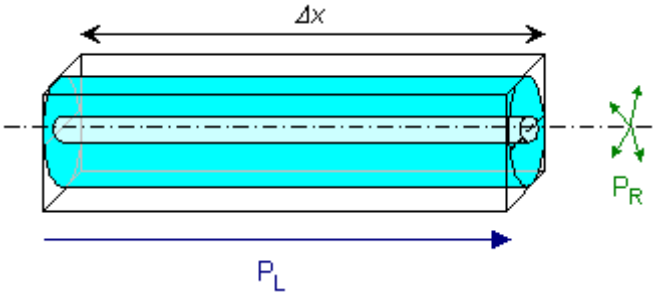


Figure 36 Représentation de la maille *sol1* et des échanges thermiques associés

II.3.3.3.5 <u>*Synthèse*</u>

Le modèle prend en compte les phénomènes suivants :

- La circulation de l'air dans les tubes
- L'échange convectif entre cet air et la paroi interne des tubes
- Les échanges conductifs entre les différentes mailles solides en contact (*tube*, *sol1*, *sol2*) d'un même tronçon longitudinal
- L'échange conductif entre la surface de la maille *sol2* et le sol situé tout autour, considéré à une température uniforme calculée à partir du modèle thermique de sol présenté au § II.3.3.2.
- L'inertie thermique de l'ensemble des éléments (*air*, *tube*, *sol1*, *sol2*)
- L'interaction entre les tubes, lorsque ceux-ci sont proches les uns des autres

Les échanges latents par condensation ou vaporisation d'eau au contact entre le tube et l'air ne sont pas modélisés. D'après des retours d'expérience, le volume de condensats est faible et demeure peu de temps dans l'échangeur (évaporation en début de matinée). L'influence sur la performance thermique est alors supposée négligeable.

II.3.3.4 Mise en équations du modèle

II.3.3.4.1 Discrétisation

Le temps est divisé en intervalles de durée fixe Δt. Ce pas de temps est un sous-multiple du pas de temps horaire des données météorologiques (1, 1/2, 1/3, 1/4, 1/5, 1/6 ou 1/10 d'heure) qui constituent les sollicitations du modèle. Il coïncide avec le pas de temps du cœur de calcul utilisé pour la simulation du bâtiment auquel le modèle doit être couplé. La durée totale de simulation est limitée à une année.

Le tube est divisé en n_{pas} intervalles de longueur fixe Δx. Ce pas d'espace est un sous-multiple de la longueur totale des tubes L_{tube}. Afin de réduire le temps de calcul, il est préférable de choisir un petit nombre d'intervalles de longueur, par exemple n_{pas} =10.

II.3.3.4.2 Les inconnues

Les inconnues du problème sont les températures des différentes mailles, qui doivent être déterminées pour chaque pas de temps et pour chaque pas d'espace : T_{air}, T_{tube}, T_{sol1}, T_{sol2}.

II.3.3.4.3 Les sollicitations

Les sollicitations (paramètres variables) sont :

- la température du sol non perturbé aux profondeurs correspondant aux surfaces haute et basse de la maille *sol2* et
- la température de l'air entrant dans la première maille *air*.

À chaque pas de temps, la température de l'air en entrée d'échangeur est calculée par interpolation linéaire à partir des données horaires issues du fichier de données météorologiques.

II.3.3.4.4 Établissement des équations

Aux quatre inconnues du § II.3.3.4.2, correspondent quatre équations différentielles. Leur détermination provient de l'expression des bilans thermiques sur chacune des mailles.

Ces bilans sont ici de deux types : les bilans sur les mailles « fermées » et les bilans sur les mailles « ouvertes ».

- Sur les mailles « fermées » (*tube*, *sol1*, *sol2*), à tout instant, la puissance emmagasinée (ou cédée) est égale à la somme des puissances reçues ou fournies à l'extérieur de la maille. En effet, aucune puissance thermique n'est produite ni absorbée à l'intérieur de la maille.
- Sur les mailles « ouvertes » (*air*), à tout instant, la puissance enlevée (ou apportée) par le flux d'air est égale à la somme des puissances reçues ou fournies à l'extérieur de la maille. L'inertie thermique de l'air est négligée.

Puisque le modèle a été ramené à l'étude d'un seul tube, les coefficients d'échange thermique total de l'échange entre la maille *sol2* et le sol et le volume de la maille *sol2* sont divisés par le nombre total de tubes N_{tubes}.

En notant C_i, les capacités thermiques totales des mailles, i appartenant à {*tube*, *sol1*, *sol2*} et en notant $UA_{i\text{-}j}$, les coefficients d'échange entre mailles, i et j appartenant à {*air*, *tube*, *sol1*, *sol2, sol*}, les différents bilans thermiques conduisent aux équations présentées ci-après.

- **Bilan de puissance sur la maille *air***

$$\underbrace{c_{air}\cdot\dot{m}_{tube}\cdot\Delta T_{air}}_{\text{Puissance transportée par l'air}}=\underbrace{UA_{air-tube}\cdot(\overline{T_{tube}}-\overline{T_{air}})}_{\text{Puissance échangée avec la maille } tube} \qquad (57)$$

ΔT_{air} représente la différence entre les températures de l'air en sortie et en entrée de la section de la maille d'air et $\overline{T_{air}}$ la température moyenne de l'air situé dans la section considérée.

- **Bilan de puissance sur la maille *tube***

$$C_{tube}\cdot\frac{d\overline{T_{tube}}}{dt}=UA_{air-tube}\cdot(\overline{T_{air}}-\overline{T_{tube}})+UA_{tube-sol1}\cdot\left(\overline{T_{sol1}}-\overline{T_{tube}}\right) \quad (58)$$

Puissance stockée dans la maille *tube* — Puissance échangée avec l'air — Puissance échangée avec la maille *sol1*

- **Bilan de puissance sur la maille *sol1***

$$C_{sol1}\cdot\frac{d\overline{T_{sol1}}}{dt}=UA_{tube-sol1}\cdot(\overline{T_{tube}}-\overline{T_{sol1}})+UA_{sol1-sol2}\cdot(\overline{T_{sol2}}-\overline{T_{sol1}}) \quad (59)$$

Puissance stockée dans la maille *sol1* — Puissance échangée avec la maille *tube* — Puissance échangée avec la maille *sol2*

- **Bilan de puissance sur la maille *sol2***

$$C_{sol2}\cdot\frac{d\overline{T_{sol2}}}{dt}=UA_{sol1-sol2}\cdot(\overline{T_{sol1}}-\overline{T_{sol2}})+UA_{sol2-sol}\cdot(\overline{T_{sol}}-\overline{T_{sol2}}) \quad (60)$$

Puissance stockée dans la maille *sol2* — Puissance échangée avec la maille *sol1* — Puissance échangée avec le sol

La température du sol qui intervient en tant que conditions aux limites est la moyenne arithmétique des températures imposées sur les surfaces supérieure et inférieure de la maille *sol2*.

$$\overline{T_{sol}}=\frac{T_{solh}+T_{solb}}{2} \text{ avec } T_{solh}=T_{sol}\left(Z-r_{2sol}\right) \text{ et } T_{solb}=T_{sol}\left(Z+r_{2sol}\right) \quad (61)$$

- **Expression des paramètres physiques**

Les expressions ci-dessus dépendent des coefficients C_i et UA_{i-j} décrivant les échanges conductifs dans le sol et le tube, et les échanges convectifs entre l'air et le tube. Leur expression est donnée ci-dessous en fonction des paramètres dimensionnels présentés au § II.3.3.3.3 et des propriétés thermiques des matériaux considérés.

$$C_{tube}=c_{tube}\cdot\rho_{tube}\cdot V_{tube} \quad (62)$$

$$C_{sol1}=c_{sol}\cdot\rho_{sol}\cdot V_{sol1} \quad (63)$$

$$C_{sol2}=c_{sol}\cdot\rho_{sol}\cdot V_{sol2} \quad (64)$$

avec :

C_i	: Capacité thermique de la maille i	[J.K^{-1}]
c_i	: Capacité thermique massique de la maille i	[J.kg^{-1}.K^{-1}]
ρ_i	: Masse volumique de la maille i	[kg.m^{-3}]
V_i	: Volume de matière de la maille i	[m^3]

Les volumes des mailles *tube* et *sol1* s'expriment comme suit :

$$V_{tube}=\pi\cdot\left(r_{ext}^2-r_{\text{int}}^2\right)\cdot\Delta x \quad (65)$$

$$V_{sol1}=\pi\cdot\left(r_{12}^2-r_{ext}^2\right)\cdot\Delta x \qquad (66)$$

La forme générale des coefficients $UA_{i\text{-}j}$ s'exprime comme l'inverse de la résistance thermique équivalente entre les mailles i et j. Leur unité est le W.K^{-1}. Ces coefficients sont calculés pour un seul tube équivalent.

$$UA_{air-tube}=\frac{1}{R_{air-tube}} \text{ où } R_{air-tube}=\frac{1}{h\cdot\left(2\cdot\pi\cdot r_{\text{int}}\cdot\Delta x\right)}+\frac{Ln\left(\frac{r_t}{r_{\text{int}}}\right)}{2\cdot\pi\cdot\Delta x\cdot\lambda_{tube}} \qquad (67)$$

$$UA_{tube-sol1}=\frac{1}{R_{tube-sol1}} \text{ où } R_{tube-sol1}=\frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_t}\right)}{2\cdot\pi\cdot\Delta x\cdot\lambda_{tube}}+\frac{Ln\left(\frac{r_1}{r_{ext}}\right)}{2\cdot\pi\cdot\Delta x\cdot\lambda_{sol}} \qquad (68)$$

$$UA_{sol1-sol2}=\frac{1}{R_{sol1-sol2}} \text{ où } R_{sol1-sol2}=\frac{Ln\left(\frac{r_{12}}{r_1}\right)}{2\cdot\pi\cdot\Delta x\cdot\lambda_{sol}}+\frac{Ln\left(\frac{r_2}{r_{12}}\right)}{2\cdot\pi\cdot\Delta x\cdot\lambda_{sol}} \qquad (69)$$

Le calcul du volume de la maille *sol2* et du coefficient d'échange entre cette maille et le sol dépendent de la forme de la maille *sol2*, et donc de la distance entre les tubes. Ils sont donnés dans le Tableau 7 ci-après. L'échangeur mono-tube équivaut à une structure non connexe.

Distance entre les tubes	Structure	Volume	$UA_{sol2\text{-}sol}$
$D_{tubes} > 2.R_{2sol}$	Non connexe	$N_{tubes}.\pi.(r_{2s}^2-r_{12}^2).\Delta x$	$N_{tubes}/R_{sol2\text{-}sol_extr}$
$2.R_{2sol}.\pi/4 < D_{tubes} < 2.R_{2sol}$	Connexe	$N_{tubes}.\pi.(r_{2s}^2-r_{12}^2).\Delta x$	$1/R_{sol2\text{-}sol_extr} + 1/R_{sol2\text{-}sol_centr}$
$D_{tubes} < 2.R_{2sol}.\pi/4$	Connexe	$\left[\pi\cdot r_{2s}^2+\left(N_{tubes}-1\right)D_{tubes}\cdot H_{sol2}-N_{tubes}\cdot\pi\cdot r_{12}^2\right]\Delta x$	$1/R_{sol2\text{-}sol_extr} + 1/R_{sol2\text{-}sol_centr}$

Tableau 7 Structure, volume et coefficient d'échange thermique avec le sol de la maille *sol2* selon la distance entre les tubes

où : $$R_{sol2-sol_centr.}=\frac{e_{sol2}}{\left(N_{tubes}-1\right)D_{tubes}\cdot\Delta x\cdot\lambda_{sol}} \text{ (échange conductif plan)} \qquad (70)$$

avec : $$e_{sol2}=\frac{V_{sol2}-N_{tubes}\cdot\pi\cdot\left(r_2^2-r_{12}^2\right)}{L_{tube}\cdot\left(N_{tubes}-1\right)D_{tubes}} \qquad (71)$$

et : $$R_{sol2-sol_extr.}=\frac{Ln\left(\frac{r_{2s}}{r_2}\right)}{2\cdot\pi\cdot\Delta x\cdot\lambda_{sol}} \text{ (échange conductif cylindrique)} \qquad (72)$$

Lorsque la maille *sol2* est de structure connexe, les résistances thermiques sont placées en parallèle, ce qui explique la forme du coefficient d'échange $UA_{sol2\text{-}sol}$.

- **Calcul du coefficient d'échange convectif *h***

h est le coefficient d'échange par convection entre l'air et le tube. Sa détermination nécessite une analyse des conditions dans lesquelles s'effectuent les échanges convectifs. La thermohydraulique propose à cet effet trois nombres adimensionnés, caractérisant le fluide, son écoulement et son comportement thermique.

Le **nombre de Reynolds**, Re, caractérise le régime de l'écoulement (laminaire, turbulent ou mixte). Il est défini comme le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. :

$$Re=\frac{v\cdot D_H}{\upsilon_{air}}=\frac{\rho_{air}\cdot v\cdot D_H}{\mu_{air}} \tag{73}$$

Avec :

D_H	: Diamètre hydraulique de l'écoulement	[m]
v	: Vitesse de l'écoulement	[m.s^{-1}]
ρ_{air}	: Masse volumique de l'air	[kg.m^{-3}]
ν_{air}	: Viscosité cinématique de l'air	[m^2.s^{-1}]
μ_{air}	: Viscosité dynamique de l'air	[kg.m^{-1}.s^{-1}]

Le **nombre de Prandtl**, Pr, caractérise le comportement thermique du fluide. Il est défini comme le rapport de la viscosité cinématique du fluide sur sa diffusivité thermique :

$$Pr=\frac{\nu_{air}}{a_{air}}=\frac{\nu_{air}\cdot\rho_{air}\cdot c_{air}}{\lambda_{air}}=\frac{\mu_{air}\cdot c_{air}}{\lambda_{air}} \tag{74}$$

Le **nombre de Nusselt**, Nu, qui correspond à un coefficient d'échange convectif adimensionné, vaut :

$$Nu=\frac{h\cdot D_H}{\lambda_{air}} \tag{75}$$

Sa connaissance permet donc d'en déduire le coefficient d'échange convectif h. En convection forcée — c'est le cas ici — ce nombre peut être calculé à partir des deux précédents par diverses formules empiriques dont la littérature abonde. Dans un échangeur air-sol à régime de fonctionnement nominal, l'écoulement est le plus souvent turbulent et le diamètre de la conduite est petit devant sa longueur. Ainsi, en s'appuyant sur [Ibarra Castanedo 2000] et [Hollmuller 2002], c'est la formule proposée par Gnielinski (1975) qui a été retenue, dans un premier temps :

$$Nu=0{,}0214\cdot\left(Re^{0{,}8}-100\right)Pr^{0{,}4}\cdot\left(1+\left(\frac{D_H}{L_{tube}}\right)^{2/3}\right)\cdot\left(\frac{T_{air}}{T_{tube}}\right)^{0{,}45} \tag{76}$$

Comme signalé par Hollmuller (*op. cit.*), dans la pratique, le rapport entre le diamètre hydraulique D_H et la longueur L_{tube} du tube est généralement inférieure à 0,01 et le différentiel de température entre l'air et le tube est inférieur à 10 K. Ainsi, le produit des deux termes correctifs $1+\left(\frac{D_H}{L_{tube}}\right)^{2/3}$ et $\left(\frac{T_{air}}{T_{tube}}\right)^{0{,}45}$ apporte une correction minime (inférieure à 1 %) qui peut être négligée. La formule simplifiée retenue est donc :

$$Nu=0{,}0214\cdot\left(Re^{0{,}8}-100\right)Pr^{0{,}4} \tag{77}$$

Le coefficient d'échange convectif vaut donc :

$$h=0{,}0214\cdot\left(Re^{0{,}8}-100\right)Pr^{0{,}4}\cdot\frac{\lambda_{air}}{2\cdot r_{\text{int}}} \tag{78}$$

II.3.3.4.5 *Mise en forme du système d'équations*

Les équations décrites au paragraphe précédent sont résolues pour chaque pas de temps t et chaque pas d'espace i. Pour un pas d'espace donné, le système à résoudre comprend les trois équations (58), (59), (60). Il se ramène à une seule équation matricielle de la forme :

$$C\cdot\dot{T}=A\cdot T+E\cdot U \tag{79}$$

où C, T, A, E et U sont des matrices ou des vecteurs définis comme suit :

C : Matrice diagonale des capacités thermique

$$C=\begin{bmatrix} C_{tube} & 0 & 0 \\ 0 & C_{sol1} & 0 \\ 0 & 0 & C_{sol2} \end{bmatrix} \tag{80}$$

T : Vecteur des températures

$$T=\begin{bmatrix} T_{tube} \\ T_{sol1} \\ T_{sol2} \end{bmatrix} \tag{81}$$

A : Matrice carrée tridiagonale contenant les termes d'échange entre mailles

$$A=\begin{bmatrix} -UA_{air-tube}-UA_{tube-sol1} & UA_{tube-sol1} & 0 \\ UA_{tube-sol1} & -UA_{tube-sol1}-UA_{sol1-sol2} & UA_{sol1-sol2} \\ 0 & UA_{sol1-sol2} & -UA_{sol1-sol2}-UA_{sol2-sol} \end{bmatrix} \tag{82}$$

E : Matrice contenant les termes d'échange entre mailles et sollicitations

$$E=\begin{bmatrix} UA_{air-tube} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & UA_{sol2-sol} \end{bmatrix} \tag{83}$$

U : Vecteur des sollicitations

$$U=\begin{bmatrix} T_{air} \\ T_{sol} \end{bmatrix} \tag{84}$$

$\dot{T}$ est le vecteur dérivé de T par rapport au temps.

II.3.3.4.6 <u>Résolution du système d'équations</u>

Les connaissances théoriques en matière de résolution numérique des systèmes d'équations différentielles, développées au Centre Energétique et Procédés de l'École des Mines de Paris, ont été appliquées à la résolution du système (79) [Bacot *et al.* 1984].

Le vecteur des températures T peut s'écrire alors comme la somme d'un terme solution en régime permanent T_p (solution particulière) et d'un terme solution en régime dynamique T_d (solution générale) :

$$T=T_p+T_d \tag{85}$$

T_p est obtenu en régime permanent, où $\dot{T}=0$ et $\dot{U}=0$, et vaut :

$$T_p=-A^{-1}\cdot E\cdot U \tag{86}$$

Par substitution successive de T_p dans (85), puis de T dans (79), le système peut être exprimé en fonction de T_d :

$$\dot{T}_d=C^{-1}\cdot A\cdot T_d+A^{-1}\cdot E\cdot\dot{U} \tag{87}$$

Pour résoudre ce système matriciel, la matrice $C^{-1}.A$ doit être diagonalisée. Ainsi, chaque ligne du système devient indépendante des autres et peut être résolue comme une simple équation différentielle du premier ordre.

La diagonalisation est réalisée à l'aide d'un changement de base. La matrice de passage P est formée des vecteurs propres de $C^{-1}\cdot A$, de telle manière que $F=P^{-1}\cdot C^{-1}\cdot A\cdot P$ soit diagonale.

En définissant le vecteur d'état X, tel que :

$$X=P^{-1}\cdot T_d\ , \tag{88}$$

le nouveau système obtenu est :

$$\dot{X}=F\cdot X+B\cdot\dot{U} \tag{89}$$

où F est une matrice diagonale dont le i-ème terme est $-1/\tau_i$ et où :

$$B=P^{-1}\cdot A^{-1}\cdot E \tag{90}$$

Le système (89) peut ainsi être résolu ligne à ligne [Peuportier et Blanc-Sommereux 1994]. La solution pour chaque pas d'espace *j* est :

$$_jX^{t+\Delta t}=\exp(F\cdot\Delta t)\,_jX^t+W\cdot\left(_jU^{t+\Delta t}-\,_jU^t\right) \tag{91}$$

avec :

$_jX^t$: Vecteur X au pas de temps t pour le pas d'espace *j*

$_jU^t$: Vecteur U au pas de temps t pour le pas d'espace *j*

W est une matrice dont chaque ligne W_i est liée proportionnellement à la i-ème ligne B_i de la matrice B, par la relation :

$$W_i=\frac{1-\exp(-\Delta t/\tau_i)}{\Delta t/\tau_i}\cdot B_i \tag{92}$$

II.3.3.4.7 <u>L'algorithme du calcul</u>

L'algorithme du calcul est le suivant :

- Initialisation les températures de chaque maille et chaque pas d'espace à la température moyenne du sol à la profondeur z.
- Pour chaque pas de temps t :
  - Initialisation des températures de l'air en entrée d'échangeur ($T_{air}\big|_{i=0}$) (extrapolation par rapport aux données météorologiques disponibles) et du sol aux profondeurs haute et basse (T_{solh} et T_{solb}).
  - Correction de $T_{air}\big|_{i=0}$ en fonction des échanges thermiques éventuellement réalisés en amont de l'entrée des tubes de l'échangeur (p. ex. apport thermique du ventilateur).
  - Pour chaque pas d'espace i compris entre 1 et n_{pas} :
    - Calcul de $T_{air}\big|_i$ en fonction de $T_{air}\big|_{i-1}$ et de $T_{tube}\big|_{i-1}$ par la résolution de l'équation (57)[70].
    - Calcul des températures T_{tube}, T_{sol1}, T_{sol2} au pas t et i, à partir de $T_{air}\big|_i$, $T_{solh}\big|_i$, $T_{solb}\big|_i$ et des températures au pas de temps t-Δt et au pas d'espace i. Ce calcul est réalisé par la résolution du système d'équations différentielles, présentée au § II.3.3.4.6.
  - Correction de $T_{air}\big|_{i=n_{pas}}$ en fonction des échanges thermiques éventuellement réalisés en aval des tubes de l'échangeur (p. ex. apport thermique du ventilateur).
  - Transmission de $T_{air}\big|_{i=n_{pas}}$ aux différentes zones ventilées du modèle de bâtiment.

---

70 $c_{air}\cdot\dot{m}_{tube}\cdot\left(T_{air}\big|_i-T_{air}\big|_{i-1}\right)=UA_{air-tube}\cdot\left(T_{tube}\big|_{i-1}-\overline{T}_{air}\big|_i\right)$ où $\overline{T}_{air}\big|_i$ est défini comme la moyenne arithmétique des températures d'entrée et de sortie de la maille, $\overline{T}_{air}\big|_i=\frac{T_{air}\big|_i+T_{air}\big|_{i-1}}{2}$. La formule utilisée est donc $T_{air}\big|_i=\frac{2\cdot F_0\cdot T_{tube}\big|_{i-1}+(2-F_0)\cdot T_{air}\big|_{i-1}}{2+F_0}$ avec $F_0=\frac{UA_{air-tube}}{c_{air}\cdot\dot{m}_{tube}}$.

II.3.3.5 Limites du modèle

L'objectif de simplicité du modèle fixé au préalable amène un certain nombre de limites. La précision et la modularité du modèle sont donc légèrement réduits du fait que certains éléments ne sont pas pris en compte :

- Les changements d'état de l'eau dans les tubes,
- La présence d'une nappe phréatique sous la zone d'implantation des tubes de l'échangeur,
- L'échange thermique entre l'air et le sol au niveau des tubes de collecte et de distribution de l'air en entrée et en sortie de l'échangeur.

La structure du maillage retenu (faible nombre de mailles) et la géométrie de l'échangeur modélisé (une nappe de tubes identiques) permettent la modélisation des échangeurs les plus courants, mais ne permet pas celle d'échangeurs de structure irrégulière ou complexe.

La variation des propriétés physiques du sol (par exemple, de la conduction en fonction de la pluie) a été négligée. Des propriétés moyennes annuelles sont considérées suffisantes pour représenter les échanges thermiques.

Afin de permettre la modélisation d'échangeurs dont les tubes sont relativement serrés, les mailles de sol sont de taille limitée pour éviter qu'elles ne s'interpénètrent. Ainsi le volume de sol pris en compte dans les échanges est très limité et son inertie sous-estimée. En particulier, pour tenir compte d'un stockage thermique saisonnier dans le sol, il aurait fallu considérer des mailles de plusieurs mètres de diamètre (ordre de grandeur de la profondeur de pénétration d'un signal de période égale à un an) [Hollmuller 2002]. Ici, seul le stockage thermique journalier est effectivement pris en compte. Les aspects saisonniers sont cependant pris en compte dans le calcul de la températures du sol « non perturbé ».

II.3.4 Modélisation de l'échangeur sur air vicié

L'échangeur sur air vicié est un échangeur air-air, utilisé pour la récupération de la chaleur sur l'air extrait du bâtiment, fonctionne de manière passive. Une étude de l'efficacité de récupération de l'échangeur a été réalisée par Roulet *et al.* (2001) sur un échangeur réel comportant diverses imperfections (fuites). Pour un échangeur idéal, les débits de l'air extrait et de l'air neuf sont considérés comme identiques.

$$\dot{m}_{ech}=\dot{m}_n=\dot{m}_v \tag{93}$$

avec :

$\dot{m}_n$	: Débit massique de l'air neuf insufflé	[kg.s^{-1}]
$\dot{m}_v$	: Débit massique de l'air vicié extrait	[kg.s^{-1}]
$\dot{m}_{ech}$	: Débit massique de l'air traité par l'échangeur	[kg.s^{-1}]

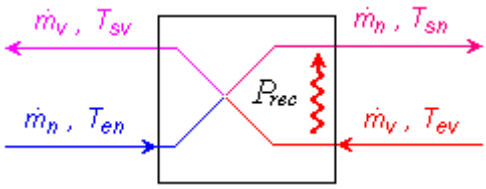


Figure 37 Disposition des flux sur un échangeur sur air vicié

La puissance récupérée P_{rec} [W] est [Sacadura *et al.* 1980] :

$$P_{rec}=\dot{m}_{ech}\cdot c_{air}\cdot\left(T_{ev}-T_{sv}\right)=-\dot{m}_{ech}\cdot c_{air}\cdot\left(T_{en}-T_{sn}\right) \tag{94}$$

avec :

T_{en}	: Température de l'air neuf en entrée d'échangeur	[°C]
T_{sn}	: Température de l'air neuf en sortie d'échangeur	[°C]

T_{ev} : Température de l'air vicié en entrée d'échangeur [°C]

T_{sv} : Température de l'air vicié en sortie d'échangeur [°C]

Le facteur d'efficacité ε_{ech} d'un tel échangeur est défini comme le rapport entre la *puissance récupérée* P_{rec} et la *puissance maximale théoriquement récupérable* P_{rec_max} :

$$\varepsilon_{ech}=\frac{P_{rec}}{P_{rec_max}} \tag{95}$$

La puissance maximale théoriquement récupérable est la puissance qui serait récupérée par un échangeur idéal à contre-courant pur, infiniment long et sans pertes. Dans ce cas, l'air neuf et l'air vicié intervertiraient leur température, ce qui reviendrait à avoir $T_{sv}=T_{en}$ et $T_{sn}=T_{ev}$. D'où :

$$P_{rec_max}=\dot{m}_{ech}.c_{air}.(T_{ev}-T_{en}) \tag{96}$$

Dans (95), en remplaçant P_{rec} et P_{rec_max} par leur expression respective, le facteur d'efficacité de l'échangeur vaut :

$$\varepsilon_{ech}=\frac{T_{en}-T_{sn}}{T_{en}-T_{ev}} \tag{97}$$

En pratique, le facteur d'efficacité ε_{ech} évolue de manière croissante avec la différence de température entre les deux flux d'air entrants[71]. Dans le présent modèle, ce facteur d'efficacité est considéré en valeur moyenne annuelle et supposé constant.

La puissance P_{ech} échangée entre la zone ventilée et l'extérieur via le système de ventilation est alors exprimée par la relation :

$$P_{ech}=\dot{m}_{ech}.c_{air}.(T_{en}-T_{ev}).(1-\varepsilon_{ech}) \tag{98}$$

Cette puissance est d'autant plus faible que le facteur d'efficacité de l'échangeur est proche de 1 : l'échange thermique entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment est alors fortement réduit.

II.3.5 Modélisation de la régulation

La régulation considérée consiste essentiellement en une bascule entre deux régimes de fonctionnement distincts.

En *période de chauffe* et en *intersaison*, l'échangeur air-sol et l'échangeur sur air vicié sont couplés et, pour limiter les pertes thermiques, fonctionnent à un débit de ventilation minimal (p. ex. de l'ordre de 0,5 volume par heure pour une habitation).

En *période de rafraîchissement*, pour profiter au maximum de l'apport de l'échangeur air-sol, un by-pass permet de contourner l'échangeur sur air vicié et le débit est fortement augmenté (p. ex. 1 à 2 volumes par heure).

La bascule entre ces deux régimes de fonctionnement est commandée par la comparaison de températures-seuils à la température moyenne à l'intérieur du bâtiment T_{moy} (moyenne glissante sur les trois derniers jours). Si le système de ventilation se trouve en régime de chauffe et que cette température est supérieure à la température maximale de chauffe T_{max} (par exemple 23 °C), le système bascule en régime de rafraîchissement. Inversement, si le système est en régime de rafraîchissement et que la température moyenne sur les trois derniers jours dans la pièce ventilée est inférieure à une température minimale de rafraîchissement T_{min} (par exemple 19 °C), le système bascule en régime de chauffe (cf. Tableau 8).

En pratique, la température moyenne sur trois jours peut être obtenue par intégration de la mesure réalisée par une sonde thermique placée dans l'une des pièces ventilées. Cette intégration procure une inertie au système de régulation, ce qui évite que celui-ci ne bascule d'un régime à l'autre de manière trop fréquente en intersaison. Ce type de régulation peut aussi correspondre à une régulation « manuelle ». En outre, le choix des températures-seuils, T_{min} et T_{max}, permet d'optimiser

[71] Pour plus d'information, le lecteur pourra se reporter à l'étude de Juodis (2006).

l'efficacité de la régulation. La Figure 38 illustre le comportement de la régulation et son effet sur la température d'une pièce ventilée.

Condition	Régime de fonctionnement	Équipement activé	Débit
$T_{moy} < T_{min}$	Chauffe et intersaison	Échangeur air-sol + Échangeur sur air vicié	Hygiénique : 0,5 vol/h
$T_{moy} > T_{max}$	Rafraîchissement	Échangeur air-sol seul	Surventilation : 1 à 2 vol/h
Option			
	Rafraîchissement (nuit)	*Ventilation naturelle*	*Surventilation naturelle : 10 vol/h*

Tableau 8 Les différents régimes de fonctionnement du système de ventilation

En période estivale, une possibilité de surventilation naturelle nocturne a été ajoutée au modèle afin d'optimiser le confort thermique. En effet, en période caniculaire, une partie importante du rafraîchissement peut être apportée par la ventilation naturelle résultant de l'ouverture manuelle de fenêtres durant la nuit, lorsque la température redescend dans la plage de confort. Cette surventilation naturelle est conditionnée par les horaires d'ouverture et de fermeture des fenêtres. Ici, le modèle considère que le système de ventilation mécanique est arrêté et que le débit de ventilation naturelle est élevé (de l'ordre de 10 vol/h). En pratique, pour une habitation, la surventilation nocturne peut être facilement mise en œuvre dans les zones peu bruyantes et lorsque les risques d'intrusion sont limités. Des entrées d'air spéciales atténuant la propagation du son peuvent aussi être mises en œuvre.

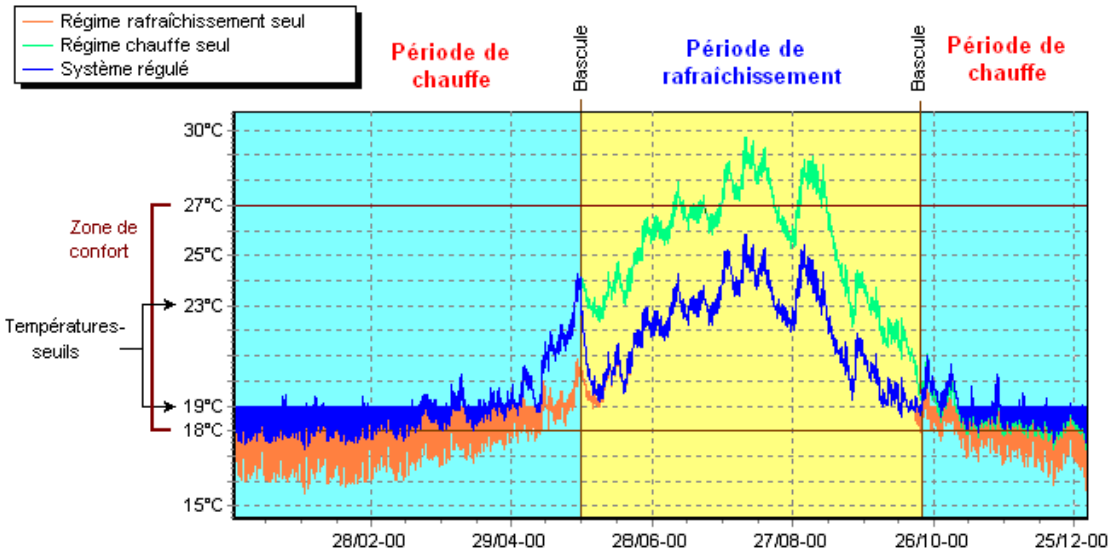


Figure 38 Effet de la régulation sur la température d'une pièce ventilée

La régulation ainsi définie — relativement simple — permet de représenter les différents régimes de ventilation d'un bâtiment et d'optimiser le confort thermique du bâtiment sans recours aux systèmes actifs de chauffage et de climatisation. De plus, dans tous les cas de fonctionnement, l'échangeur air-sol reste ventilé, ce qui permet d'éviter la stagnation d'eau et la corruption de l'air qui peuvent survenir en cas d'arrêt prolongé de la ventilation.

II.3.6 Contributions des ventilateurs aux performances du système de ventilation

Les ventilateurs constituent un élément essentiel du système de ventilation. Ils maintiennent le débit d'air dans les tubes de l'échangeur air-sol et assurent la distribution de l'air neuf et l'extraction de l'air vicié. Un ventilateur convertit une puissance électrique en puissance mécanique avec un rendement qui dépend du type de ventilateur. Les pertes de conversion sont dégradées sous forme de chaleur, dont une partie est directement évacuée par l'air de ventilation, ce qui influence la température de l'air insufflé dans le bâtiment et, par conséquent, les performances du système de ventilation. D'autre part, la consommation électrique des ventilateurs doit être intégrée au bilan global

de consommation énergétique du bâtiment. Le modèle proposé ici, vise à calculer ces deux contributions.

II.3.6.1 Approche générale

La puissance mécanique fournie par un ventilateur V_i est égale à :

$$P_{Vi}^{méca}=Q_{Vi}\cdot\Delta p=\frac{\dot{m}_{Vi}}{\rho_{air}}\cdot\Delta p \tag{99}$$

avec :

$P_{Vi}^{méca}$	: Puissance mécanique fournie à l'air par le système de ventilation	[W]
Q_{Vi}	: Débit volumique de l'air mis en mouvement par le ventilateur Vi	[m^3.s^{-1}]
$\dot{m}_{Vi}$	: Débit massique de l'air mis en mouvement par le ventilateur Vi	[kg.s^{-1}]
Δp	: Différence de pression assurée par le ventilateur	[Pa]

D'autre part, le rendement de conversion électromécanique de ce même ventilateur η_{Vi} est défini comme :

$$\eta_{Vi}=\frac{P_{Vi}^{méca}}{P_{Vi}^{elec}} \tag{100}$$

avec :

P_{Vi}^{elec}	: Puissance électrique consommée par le système de ventilation	[W]

La loi de chute de pression s'exprime, de manière générale, comme la somme de deux termes : un terme lié à la chute de pression régulière le long des tubes de l'échangeur et un terme lié aux singularités de l'ensemble du circuit de ventilation [Bonnin 1983]. Ici, le second terme ζ inclut aussi les pertes de charge régulières du circuit de ventilation :

$$\Delta p=\rho_{air}\cdot\frac{v_{air}^2}{2}\cdot\left[\Lambda\cdot\frac{L_{tube}}{D_H}+\zeta\right] \tag{101}$$

avec :

v_{air}	: Vitesse de l'air dans les tubes de l'échangeur	[m.s^{-1}]
Λ	: Coefficient de perte de charge régulière	[-]
ζ	: Coefficient global de perte de charge	[-]

Les coefficients de perte de charge ne sont généralement pas connus. Ils sont propres à chaque installation et à chaque régime de fonctionnement. Le coefficient de perte de charge régulière Λ peut être calculé à partir de la « formule de Blasius » :

$$\Lambda=\frac{0{,}3164}{\sqrt[4]{\mathrm{Re}}} \tag{102}$$

Par contre, le coefficient global de perte de charge ζ ne peut être déterminé sans une connaissance fine de la géométrie de l'installation. Le modèle proposé cherche à évaluer grossièrement la consommation électrique et la contribution thermique de l'ensemble de l'installation sans entrer dans le détail constitutif de celle-ci nécessaire au calcul de ζ.

II.3.6.2 Le modèle proposé

Ici le modèle proposé vise à évaluer la consommation électrique des ventilateurs mis en œuvre pour assurer le renouvellement d'air du bâtiment. Il vise la simplicité tout en tenant compte des principaux paramètres influents : débit de ventilation, type et taille du réseau de ventilation (simple flux, double flux, avec ou sans puits canadien). Ce modèle pourra être appliqué à chaque pas de temps horaire des simulations du système de ventilation.

Le calcul proposé se fait en trois étapes successives :

1. Évaluation de la puissance mécanique nécessaire en fonction du régime de fonctionnement et des équipements du réseau de ventilation
2. Évaluation de la consommation électrique en fonction de la puissance mécanique nécessaire et du type de ventilateur utilisé.
3. Évaluation de la puissance thermique fournie à l'air neuf insufflé par le ventilateur.

II.3.6.2.1 Calcul de la puissance mécanique nécessaire

La puissance mécanique $P_{méca}$ que doit fournir un ventilateur est donnée par (99). Le débit total de ventilation Q_{total} est fixé par des scénarios de ventilation. Il est donc connu a priori. La différence de pression Δp varie généralement en fonction du carré du débit, cependant, ici, le régime de fonctionnement est supposé peu variable et la différence de pression sera supposée indépendante du débit. Chaque élément présent sur le réseau de ventilation est ainsi associé à une perte de charge forfaitaire évaluée à partir de données constructeur ou par dire d'expert :

- pour un échangeur air-sol, elle vaut $L_{tube}/L_{ref} \cdot \Delta p_{ref}$, où Δp_{ref} correspond à la différence de pression pour un tube de longueur L_{ref}. Pour une vitesse d'1 ou 2 m.s^{-1} (cas courant), L_{ref} = 30 m et Δp_{ref} = 20 Pa sont retenus. Au-delà de 2 m.s^{-1}, Δp_{ref} pourrait être réévalué.
- 80 Pa (logement individuel) et de 130 à 180 Pa (tertiaire et logement collectif : moyen : 130, grand : 150, très grand : 180) pour un réseau de gaines de soufflage ou d'extraction (hors échangeur sur air vicié) (noté Δp_{res})
- 30 Pa supplémentaires, pour un échangeur sur air vicié (perte de pression au niveau de l'échangeur pour chacun des réseaux de soufflage et d'extraction d'air) (noté Δp_{EAV})

D'où :

$$\Delta p_{soufflage} = \Delta p_{ref} \cdot \frac{L_{tubes}}{L_{ref}} \cdot \delta_{PC} + \Delta p_{EAV} \cdot \delta_{EAV} + \Delta p_{res} \cdot \delta_{df} \quad (103)$$

$$\Delta P_{extraction} = \Delta p_{EAV} \cdot \delta_{EAV} + \Delta p_{res} \quad (104)$$

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{soufflage} + \Delta p_{extraction} = \Delta p_{ref} \cdot \frac{L_{tubes}}{L_{ref}} \cdot \delta_{PC} + 2 \cdot \Delta p_{EAV} \cdot \delta_{EAV} + (1 + \delta_{df}) \cdot \Delta p_{res} \quad (105)$$

δ_{PC}, δ_{EAV} et δ_{df} sont respectivement les indicateurs d'existence de l'échangeur air-sol, de l'échangeur sur air vicié et d'un réseau de soufflage d'air (ventilation double flux) dans le circuit de ventilation. Ils valent 1 en cas d'existence et 0 sinon. La valeur 0 pour δ_{PC} ou δ_{EAV} peut représenter l'ouverture d'un by-pass pour l'élément correspondant.

II.3.6.2.2 Calcul de la puissance électrique consommée

La puissance électrique consommée est donnée par (100). Le rendement de conversion dépend du type de ventilateur et éventuellement du débit.

Pour simplifier, deux types de ventilateurs sont considérés : des ventilateurs **standard**, réalisés à partir des technologies les plus classiques (centrifuge, poly-courroies), et des ventilateurs **économes**, optimisés et utilisant des technologies efficaces (sans courroie de transmission, régulation par commutateur électronique).

La loi de variation du rendement en fonction du débit est déduite d'une analyse statistique s'appuyant sur la base de données du logiciel PowAir [ALDES 2007]. Pour simplifier, le ventilateur est supposé optimal et présenter des performances moyennes par rapport aux ventilateurs disponibles sur le marché.

Pour ce modèle, la loi générale de variation est une fonction affine (Figure 39) :

$$\eta(Q) = \eta_{\min} + a_{vent} \cdot Q \quad (106)$$

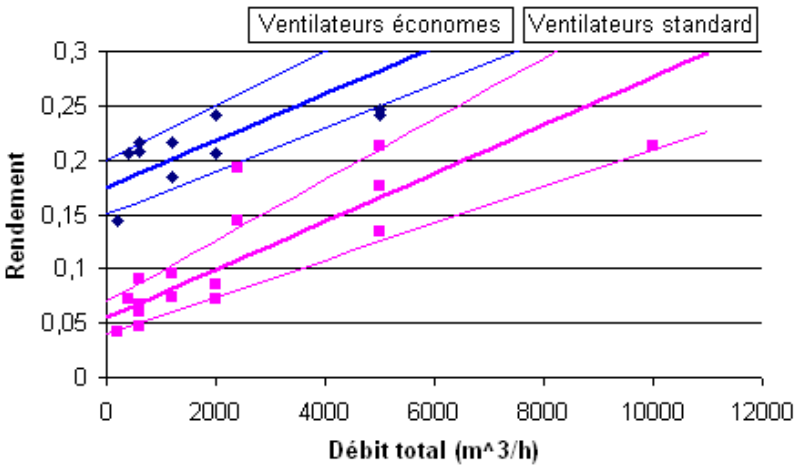


Figure 39 Données et corrélations proposées à partir de la base PowAir

Cette loi n'est valable que jusqu'à 500 W, gamme de puissance mécanique étudiée. Au-delà, les équipements se trouvent dans la gamme des ventilateurs industriels qui n'a pas été étudiée ici. Les valeurs des variables η_{min} et a_{vent}, supposées ne dépendre que du type de ventilateur, ont été fixées (Tableau 9).

	Ventilateur **standard**	Ventilateur **économe**
η_{min}	5,5 %	17,5 %
a_{vent}	$2{,}28.10^{-3}$ %/($m^3.h^{-1}$)	$2{,}14.10^{-3}$ %/($m^3.h^{-1}$)

Tableau 9 Constantes du modèle de rendement des ventilateurs

La consommation électrique vaut :

$$P_{élec}(Q)=\frac{Q\cdot\Delta p_{total}}{\eta(Q)} \tag{107}$$

soit :

$$P_{élec}(Q)=\frac{Q\cdot\left(\Delta p_{ref}\cdot\frac{L_{tubes}}{L_{ref}}\cdot\delta_{PC}+2\cdot\Delta p_{EAV}\cdot\delta_{EAV}+\Delta p_{res}\cdot\left(1+\delta_{df}\right)\right)}{\eta(Q)} \tag{108}$$

II.3.6.2.3 Calcul de la puissance thermique fournie à l'air de ventilation

Une partie de l'électricité consommée, transformée en chaleur, est transmise à l'air de ventilation. À dire d'expert, cette partie correspond à environ 15 % de la consommation électrique. Pour évaluer la chaleur transmise à l'air de ventilation, il ne faut considérer que le ventilateur de soufflage. Le calcul est donc réalisé sans tenir compte de l'extraction d'air, à partir de $\Delta p_{soufflage}$ (103).

L'apport thermique vaut :

$$P_{th}(Q)=\frac{Q\cdot\Delta p_{soufflage}}{\eta(Q)}\cdot 15\% \tag{109}$$

soit :

$$P_{th}(Q)=\cdot\frac{Q\cdot\left(\Delta p_{ref}\cdot\frac{L_{tubes}}{L_{ref}}\cdot\delta_{PC}+\Delta p_{EAV}\cdot\delta_{EAV}+\Delta p_{res}\cdot\delta_{df}\right)}{\eta(Q)}\cdot 15\% \tag{110}$$

II.3.6.2.4 Applications numériques

À dire d'expert, les valeurs des consommations électriques fournies par ce modèle sur quelques cas théoriques correspondent à des ordres de grandeurs réalistes. Cependant, ces résultats n'ont pas encore été confrontés à des mesures in-situ.

	Standard	Économe
$P_{méca}$	72 W	72 W
η	9,6 %	22 %
$P_{élec}$	755 W	330 W
P_{th}	0 W	0 W
Puissance spécifique	0,38 W/(m^3.h^{-1})	0,16 W/(m^3.h^{-1})

Tableau 10 Système simple flux et débit de ventilation de 2000 m^3.h^{-1}
(logement collectif moyen)

	Standard	Économe
$P_{méca}$	190 W	190 W
η	9,6 %	22 %
$P_{élec}$	1970 W	860 W
P_{th}	155 W	70 W
Puissance spécifique	0,99 W/(m^3.h^{-1})	0,43 W/(m^3.h^{-1})

Tableau 11 système avec PC et échangeur sur air vicié et débit de ventilation de 2000 m^3.h^{-1}
(logement collectif moyen)

	Standard	Économe
$P_{méca}$	40 W	40 W
η	6,3 %	19,2 %
$P_{élec}$	630 W	210 W
P_{th}	50 W	17 W
Puissance spécifique	1,05 W/(m^3.h^{-1})	0,35 W/(m^3.h^{-1})

Tableau 12 système avec PC et échangeur sur air vicié et débit de ventilation de 600 m^3.h^{-1}
(logement individuel)

Par rapport aux niveaux de consommation retenus dans la réglementation thermique française 2005 (0,25 W/(m^3.h^{-1}) sans filtre et 0,4 W/(m^3.h^{-1}) avec filtre fin pour les locaux d'habitation, 0,3 W/(m^3.h^{-1}) sans filtre et 0,45 W/(m^3.h^{-1}) avec filtre fin pour les autres locaux), le modèle proposé ici est compatible pour un équipement standard simple flux, cas considéré dans la réglementation. Pour les systèmes avec préchauffage et échangeur sur air vicié, la consommation est fortement accrue et dépasse largement la consommation du modèle réglementaire. Inversement, avec un ventilateur économe, pour une ventilation simple flux, la consommation est très inférieure à celle de la réglementation. Le modèle proposé intègre un nombre de paramètres plus important que le modèle de la réglementation ce qui doit permettre de fournir une meilleure précision.

II.3.6.3 Critique du modèle

Ce modèle fournit uniquement des ordres de grandeur et ne peut être employé pour déterminer précisément la consommation électrique du système de ventilation. Néanmoins, il permet d'évaluer l'influence du choix du système de ventilation sur le bilan énergétique du bâtiment. Sa précision pourrait être affinée par un étalonnage à partir de données statistiques plus nombreuses, pour différents types de bâtiments.

II.3.7 Conclusion

Le modèle d'échangeur air-sol et de gestion de la ventilation conçu et exposé ici respecte la plupart des points du cahier des charges fixé initialement. Modulaire, il est capable de représenter diverses configurations du système de ventilation (échangeur air-sol seul, échangeur sur air vicié seul, couplage des deux systèmes, ventilation naturelle). De nombreux paramètres (conditions climatiques,

propriétés physiques du sol et des tubes de l'échangeur air-sol, configuration géométrique de l'échangeur, rendement de l'échangeur sur air vicié et du ventilateur) permettent la prise en compte de phénomènes qui vont déterminer ses performances. Les phénomènes physiques sont modélisés en suivant des modèles théoriques réalistes et, pour beaucoup, éprouvés. Les hypothèses simplificatrices formulées ont permis d'aboutir à un modèle relativement simple dont la résolution des équations nécessite l'usage d'outils mathématiques bien maîtrisés (calcul matriciel, méthode numériques des différences finies). Les limites du modèle (structure du maillage, géométrie de l'échangeur air-sol, phénomènes secondaires négligés) seront évaluées à l'étape de validation (§ II.5).

II.4 Mise en œuvre informatique du modèle

Le modèle de système de ventilation intégré imaginé au § II.3 a été mis en œuvre sous la forme d'un module de calcul (COMPO6), chaîné au logiciel COMFIE dont la structure a été décrite au paragraphe § I.3.2.3.1. C'est une programmation orientée objet en langage DELPHI qui a été utilisée.

II.4.1 Structure du module de calcul réalisé

La structure objet du module COMPO6 se compose d'un objet principal (`COMPOSANTE_TYPE_6`) et de deux sous-objets représentant le `SOL` et le `SYSTEME` de ventilation (Figure 40).

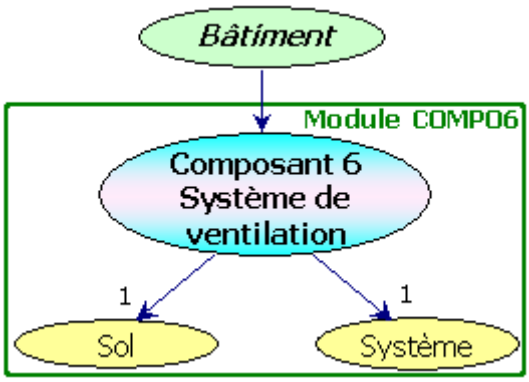


Figure 40 Structure des données du module COMPO6[72]

Seul l'objet principal comporte les méthodes de calcul qui sont appelées par le cœur de calcul. La structure algorithmique (Figure 41) comprend une initialisation des structures de données (`Init`) à partir de la lecture du fichier texte de données d'entrée, puis à chaque pas de temps, un appel à la méthode de calcul (`Step`), à la méthode de correction par itération (`CorStep`) et à la méthode d'incrémentation et de mise à jour des données (`Incrementation`). À la fin de la simulation, la méthode `Output` génère le fichier texte des données de sortie.

[72] Le chiffre 1 indique le fait qu'il n'y qu'un seul sous-objet possible de chaque type.

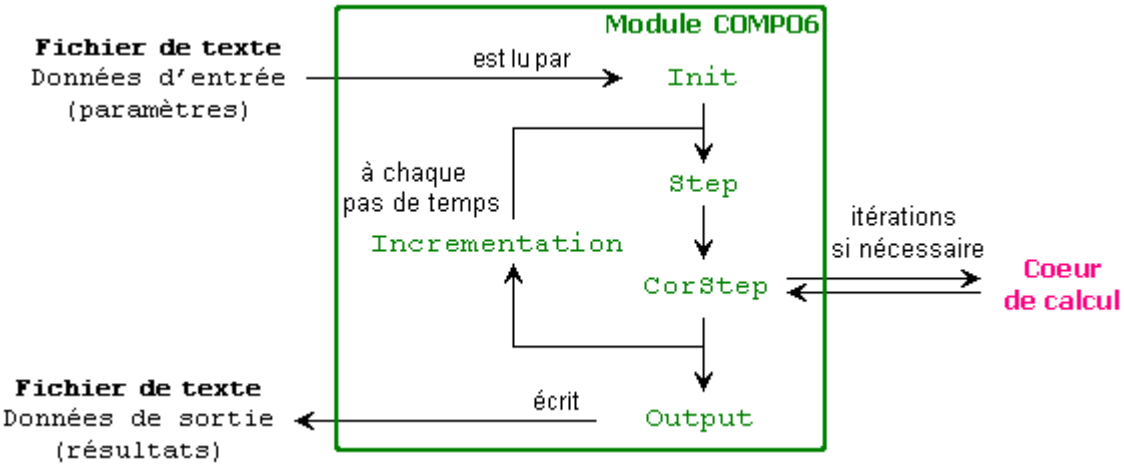


Figure 41 Structure algorithmique du module COMPO6

II.4.2 Méthodes de l'objet COMPOSANTE_TYPE_6

Le détail du fonctionnement de chaque méthode est présenté ci-après :

Init

- Lecture du fichier texte des paramètres d'entrée
- Calcul des paramètres du sol et de l'échangeur air-sol
- Calcul des paramètres de maille de l'échangeur air-sol
- Initialisation des paramètres de fonctionnement (débits, vitesses d'air)
- Initialisation des paramètres de régulation et d'échangeur (état initial)
- Initialisation du système matriciel utilisé pour le calcul de l'échangeur air-sol
- Initialisation du calcul des paramètres du modèle du sol pour le calcul des températures de sol
- Calcul de la température du sol dans chaque maille de sol
- Initialisation des températures de chaque maille
- Lecture des sollicitations météorologiques initiales
- Initialisation des températures d'air

Step

- À chaque heure entière, Si la régulation est activée, Alors :
  - Mise à jour de la température moyenne glissante utilisée par la régulation
  - Mise à jour du régime de ventilation à partir des consignes de régulation
- Initialisation des températures extérieure et en entrée de système
- À chaque heure, Test de l'activation de la ventilation nocturne (optionnel)
- Si absence de ventilation nocturne, Alors le système de ventilation mécanique fonctionne :
  - Si ventilateur placé en entrée, Alors réinitialisation de la température de l'air en entrée tenant compte de l'apport thermique du ventilateur
  - Si l'échangeur air-sol est actif, Alors :
    - Calcul de la température du sol non-perturbé
    - Calcul des nouvelles températures d'air à partir des matrices
  - Sinon, la température en sortie est égale à la température en entrée

  - S'il y a un échangeur sur air vicié (non by-passé), Alors calcul de la température en sortie du système.
  - Si ventilateur placé en sortie, Alors calcul de la température d'air au niveau des bouches de soufflage en tenant compte de l'apport thermique du ventilateur.
- Sinon, traitement de la ventilation naturelle.
- Sortie de la température de l'air de ventilation.
- Calcul des puissances thermiques transmises à chaque zone.
- Sortie de ces puissances thermiques.
- Sortie de la puissance électrique consommée par le ventilateur.

La méthode `CorStep` est appelée de façon itérative par le cœur de calcul. Elle recalcule la puissance fournie par l'air soufflé en fonction de la température de l'air calculée par le cœur de calcul dans chaque zone. Un algorithme dichotomique est utilisé pour mener rapidement les calculs de puissances et de températures à la convergence.

`Incrementation`

- À chaque heure entière, Mise à jour des sollicitations météorologiques
- Intégration de certaines variables
- À chaque fin de semaine, Écriture des résultats des calculs dans un fichier texte[73]

`Output`

- Génération du fichier texte des sorties

II.4.3 Paramètres de l'objet COMPOSANTE_TYPE_6

Les paramètres d'entrée de l'objet sont présentés en détail dans l'annexe 3. Les données générées en sortie sont les températures de l'air en entrée, au milieu et en sortie des tubes de l'échangeur air-sol, la température de l'air insufflé dans le bâtiment, mais aussi les températures des différentes mailles de sol de l'échangeur air-sol, les puissances transmises à chacune des zones ventilées et la consommation électrique des ventilateurs. Elles sont fournies avec un pas horaire.

II.4.4 Aperçu de l'interface graphique du module COMPO6

Une interface graphique ergonomique du module COMPO6 (Figure 42), permettant de saisir rapidement les paramètres d'entrée du module, a été développée par Izuba Energie, société éditrice du logiciel PLÉIADES+COMFIE. Elle est diffusée avec le module de calcul réalisé depuis la version 2.7.0 du logiciel.

[73] Permet de préserver la mémoire vive sans allonger la durée de la simulation par des accès disques trop fréquents.

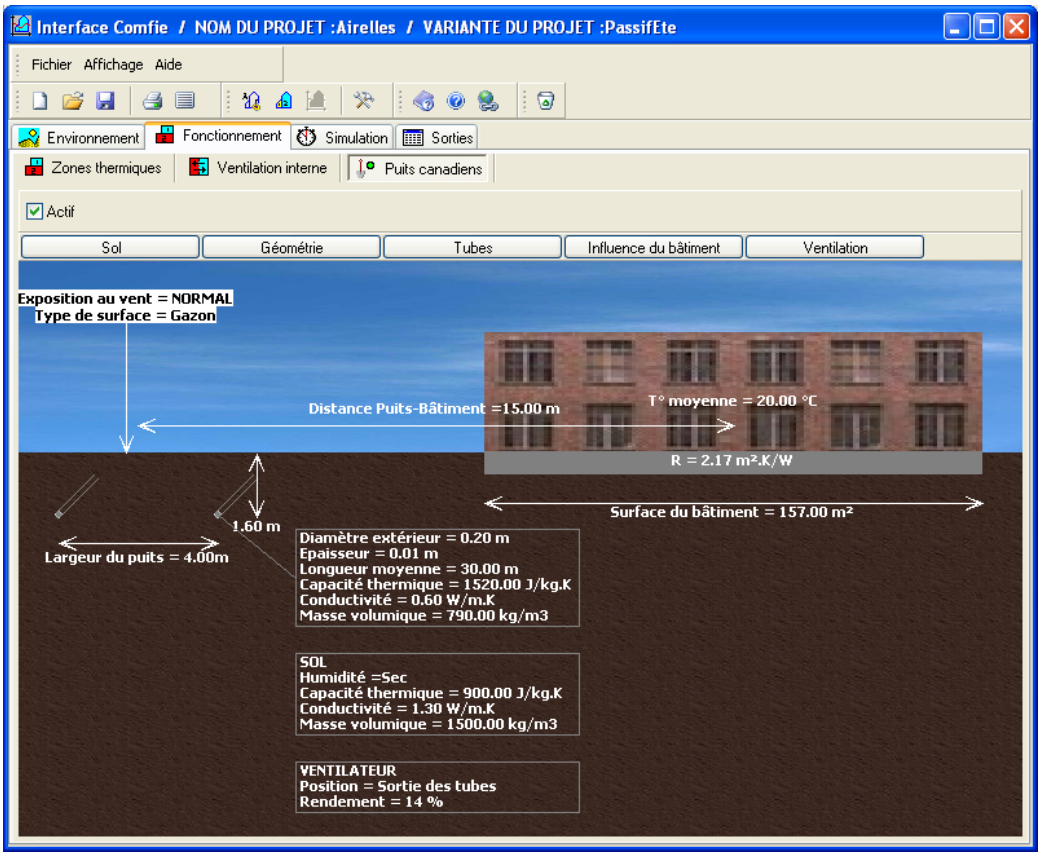


Figure 42 Interface graphique de saisie des paramètres du module d'échangeur air-sol

II.5 Test et validation du modèle

Le modèle du système de ventilation conçu et intégré au modèle de bâtiment de COMFIE a été éprouvé au travers de plusieurs tests visant à sa validation. Cette validation passe en premier lieu par celle du modèle d'échangeur air-sol, qui en constitue l'élément le plus complexe. En raison de la multiplicité des paramètres d'entrée de ce modèle, la validation proposée (§ II.5.3) a été précédée par une étude de sensibilité (§ II.5.2) visant à identifier l'influence de chaque paramètre d'entrée sur les résultats de simulation.

II.5.1 Évaluation des performances du système

L'étude de sensibilité et la validation des différents modèles nécessitent d'évaluer et de comparer les performances des équipements simulés ou instrumentés in-situ. Pour ce faire, plusieurs indicateurs de performance adaptés ont été sélectionnés. Au moins deux types de performances semblent pertinents à évaluer : les *performances intrinsèques* de l'échangeur air-sol et les *performances globales* du système de ventilation vis-à-vis du confort et des économies d'énergie procurées. Les indicateurs utilisés pour l'évaluation de ces performances sont présentés ci-après. Deux indicateurs sont aussi proposés pour évaluer la pertinence du site et de la profondeur d'implantation de l'échangeur.

II.5.1.1 Indicateurs pour l'évaluation des performances intrinsèques de l'échangeur air-sol

La capacité de l'échangeur à rapprocher la température de l'air de ventilation de la température du sol correspond à une qualité *intrinsèque* de l'échangeur : c'est son *efficacité*. Celle-ci ne dépend ni des éléments placés en sortie de l'échangeur ni du bâtiment ni même de la température du sol. Trois efficacités sont présentées ici : l'*efficacité instantanée*, l'*efficacité moyenne* et l'*efficacité statistique*.

II.5.1.1.1 Efficacité instantanée d'un échangeur air-sol

L'efficacité d'un échangeur air-sol est définie par analogie avec l'efficacité d'un échangeur thermique fluide-fluide. Dans le cas simplifié d'un échangeur où les deux fluides A et B sont identiques et circulent avec des débits massiques identiques, cette efficacité ε s'exprime comme suit :

$$\varepsilon=\frac{(T_{eA}-T_{sA})}{(T_{eA}-T_{eB})} \tag{111}$$

avec :

T_{eA}, T_{sA} : Température du fluide A en entrée/en sortie d'échangeur [°C]

T_{eB} : Température du fluide B en entrée d'échangeur [°C]

Le raisonnement ayant abouti à ce résultat — exposé au § II.3.4 — a été appliqué à l'échangeur air-sol en considérant une différence majeure : le sol est un solide et non un fluide. De plus, le sol est à la fois source et récepteur d'énergie. Sa température au voisinage de l'échangeur n'est donc pas fixe.

Afin de définir l'efficacité de l'échangeur air-sol de manière univoque, le raisonnement se fonde sur une température de référence T_{sol}, équivalente à T_{eB} dans l'équation (111). Cette température est celle du sol « non perturbé » par l'échangeur air-sol, c'est-à-dire la température moyenne à laquelle serait le sol au niveau des tubes de l'échangeur si aucun échange thermique n'intervenait entre le sol et l'air se trouvant à l'intérieur des tubes. L'efficacité *instantanée* de l'échangeur $E(t)$ est alors définie, à tout instant, comme le rapport entre la puissance réellement échangée et la puissance maximale échangeable entre l'air et le sol. Dans cette dernière hypothèse, qui correspond à un échangeur infiniment long, $T_{sortie}=T_{sol}$, d'où :

$$P_{échangée}(t)=\dot{m}_{air}(t)\,c_{air}(t)\left(T_{entrée}(t)-T_{sortie}(t)\right) \tag{112}$$

et

$$P_{échangeable}(t)=\dot{m}_{air}(t)\,c_{air}(t)\left(T_{entrée}(t)-T_{sol}(t)\right) \tag{113}$$

Finalement :

$$E(t)=\frac{T_{entrée}(t)-T_{sortie}(t)}{T_{entrée}(t)-T_{sol}(t)} \tag{114}$$

Ainsi l'efficacité de l'échangeur air-sol dépend uniquement de trois températures caractérisant son fonctionnement :

- la *température de l'air en entrée* de l'échangeur air-sol
- la *température du sol « non perturbé »* au niveau de l'échangeur air-sol
- la *température de l'air en sortie* de l'échangeur air-sol

II.5.1.1.2 Efficacité moyenne d'un échangeur air-sol

Suivant le même raisonnement et en supposant que le débit volumique $\dot{m}_{air}$ et la capacité thermique volumique de l'air c_{air} sont constants sur une période de durée T, l'efficacité moyenne $\overline{E}$ sur cette période est définie de la manière suivante :

$$\overline{E}=\frac{\int_{t=0}^{T}\left|T_{entrée}-T_{sol}\right|\cdot E(t)\cdot dt}{\int_{t=0}^{T}\left|T_{entrée}-T_{sol}\right|\cdot dt} \tag{115}$$

Il s'agit de la moyenne de l'efficacité instantanée, pondérée par la puissance maximale échangeable. Cette définition s'appuie sur des bilans d'énergie bruts, c'est-à-dire où l'énergie échangée est toujours comptée positivement, quel que soit le sens de l'échange. En effet, selon la

saison, le sens de l'échange thermique peut varier. Afin de tenir compte des échanges thermiques dans les deux sens, cette puissance est considérée *en valeur absolue*.

Afin d'éviter la divergence des calculs survenant lorsque $T_{entrée}-T_{sol}=0$, cette définition est finalement écrite sous une forme légèrement différente :

$$\overline{E}=\frac{\int_{t=0}^{T}\sigma_E\left(T_{entrée}-T_{sol}\right)\cdot\left(T_{entrée}-T_{sortie}\right)\cdot dt}{\int_{t=0}^{T}\left|T_{entrée}-T_{sol}\right|\cdot dt} \tag{116}$$

où σ_E, est une fonction *signe*, telle que :

$$\begin{cases} x<0\rightarrow\sigma_E(x)=-1 \\ x=0\rightarrow\sigma_E(x)=0 \\ x>0\rightarrow\sigma_E(x)=1 \end{cases} \tag{117}$$

Cette définition présente deux avantages :

- *La stabilité du calcul* : Lorsque $T_{entrée}-T_{sol}$ s'annule, l'efficacité instantanée de l'échangeur air-sol n'est pas calculable, mais sa contribution n'est alors pas prise en compte dans le calcul de l'efficacité moyenne. Toute divergence du calcul est donc exclue.
- *Le sens physique* : Cette définition peut être considérée comme le rapport entre l'énergie totale réellement échangée et l'énergie totale théoriquement échangeable. Cependant, ces échanges thermiques sont ici comptés de manière brute.

II.5.1.1.3 Efficacité statistique

Une autre façon d'appréhender la performance intrinsèque de l'échangeur revient à réaliser une analyse statistique de la différence des températures de l'air en entrée et en sortie d'échangeur avec la température du sol « non perturbé ». Les écarts-types de $T_{entrée}-T_{sol}$ et de $T_{sortie}-T_{sol}$ représentent les écarts moyens du signal de température en entrée et en sortie d'échangeur par rapport à la température du sol. Le rapport de ces deux écarts-types donne alors une image de la réduction de l'écart de température apportée par le passage de l'air dans l'échangeur.

Ce rapport permet de définir un autre indicateur E_T, baptisé *efficacité statistique*, capable de rendre compte de la qualité de l'échange thermique air-sol :

$$E_T=1-\frac{\sqrt{\frac{1}{T}\sum_{t=1}^{T}\left(T_{sortie}(t)-T_{sol}(t)-\overline{T_{sortie}-T_{sol}}\right)^2}}{\sqrt{\frac{1}{T}\sum_{t=1}^{T}\left(T_{entrée}(t)-T_{sol}(t)-\overline{T_{entrée}-T_{sol}}\right)^2}} \tag{118}$$

L'efficacité statistique n'est pas exactement identique à l'efficacité moyenne de l'échangeur mais, en pratique, sa valeur lui est souvent voisine.

II.5.1.1.4 Conclusion

Les valeurs de ces différentes efficacités dépendent de la température de sol considérée. Cette température n'est généralement pas mesurée et doit être calculée. Toute erreur sur son calcul induit donc une erreur sur le calcul des indicateurs. Par conséquent, ces indicateurs doivent être réservés à la comparaison de variantes d'un même échangeur pour lesquelles la température de sol sera la même. En revanche, les utiliser pour comparer des échangeurs différents sera beaucoup moins judicieux car plus fortement entaché d'incertitudes.

II.5.1.2 Évaluation des performances globales du système de ventilation

Le système de ventilation présenté et modélisé au § II.3 vise à réduire les besoins énergétiques du bâtiment tout en maintenant ou en améliorant le confort thermique par rapport à un

système de ventilation conventionnel (i.e. VMC simple flux à débit minimal). Ses performances sont liées à l'interaction entre l'échangeur air-sol, le sol et le bâtiment, notamment au travers du système de régulation retenu et du couplage éventuel avec un échangeur sur air vicié.

En période de chauffage, la **réduction des besoins de chauffage par unité de surface** peut constituer un bon indicateur de la performance globale de préchauffage du système.

En période de rafraîchissement, le système n'est pas capable de maintenir une température de consigne. Il ne peut donc être comparé à un système de climatisation. Par conséquent, c'est la **réduction de l'inconfort thermique** (cf. § I.3.1.3) par rapport à une situation de référence sans climatisation qui constitue l'indicateur de la performance globale de rafraîchissement du système le plus pertinent. Dans le cas où une pompe à chaleur serait employée en climatisation, la réduction des besoins de froid par unité de surface pourra aussi être évaluée.

Enfin, la **surconsommation électrique** totale du système par rapport à une installation conventionnelle peut être prise en compte et comparée aux services apportés (réduction des besoins de chauffage ou de climatisation et réduction de l'inconfort d'été) ou à la surface de référence du bâtiment.

Les deux premiers critères, de nature intensive, caractérisent le système de manière absolue. Par contre, la surconsommation électrique, grandeur extensive, ne présente de sens que pour un bâtiment et un niveau de service (préchauffage ou rafraîchissement) donné. Calculer une sorte de « coefficient de performance » (COP), en rapportant cette surconsommation électrique à la réduction des besoins de chauffage, est à déconseiller. En effet, dans ce cas, il serait tentant de comparer un tel indicateur au COP d'une pompe à chaleur ou d'une climatisation, cependant, cela n'aurait aucun sens et ne pourrait mener qu'à de mauvaises interprétations, puisque les services apportés par ces différents systèmes ne sont pas équivalents et que les définitions des deux indicateurs sont différentes.

II.5.1.3 Évaluation de la pertinence du site d'implantation d'un échangeur air-sol

L'échangeur air-sol est un équipement qui met en contact thermique l'air de ventilation avec le sol. Si la température du sol « non perturbé » est globalement trop faible pour préchauffer ou trop élevée pour rafraîchir le bâtiment lorsque cela est nécessaire, l'échangeur air-sol présentera des performances globales insuffisantes, même si son efficacité d'échange est élevée.

Pour évaluer la pertinence de l'implantation d'un échangeur air-sol sur un site donné, deux indicateurs, appelés Potentiel de Préchauffage (PPC) et Potentiel de Rafraîchissement (PRF), ont été développés dans le cadre du présent travail. Ils sont tous deux définis à partir du rapport entre les degrés-jour de chauffage (resp. de rafraîchissement) minimaux et les degrés-jour de chauffage (resp. de rafraîchissement) obtenus par ventilation directe avec l'air extérieur. Les degrés-jour de chauffage (resp. de rafraîchissement) minimaux sont calculés en considérant que l'échangeur air-sol présente une efficacité idéale de 100 %, c'est-à-dire que la température de l'air de ventilation est égale à la température du sol « non perturbé » à la profondeur considérée. Les températures de référence T_{min} et T_{max} représentent les limites de confort respectivement basses et hautes, telles que définiées pour le calcul des degrés-jours d'inconfort (cf. § I.3.1.3).

$$PPC_{T\min} = 1 - \left[\frac{\sum_{h=1}^{h=8760} (T_{\min} - T_{sol}(h))^{+}}{\sum_{h=1}^{h=8760} (T_{\min} - T_{ext}(h))^{+}} \right] \tag{119}$$

$$PRF_{T\max} = 1 - \left[\frac{\sum_{h=1}^{h=8760} (T_{sol}(h) - T_{\max})^{+}}{\sum_{h=1}^{h=8760} (T_{ext}(h) - T_{\max})^{+}} \right] \tag{120}$$

Ces deux indices représentent la part maximale des degrés-jours de chauffage (resp. de rafraîchissement) qui peut être évitée par l'usage d'un échangeur idéal. Ils se rapprochent de 1 lorsque l'échangeur idéal peut fortement réduire les écarts de température à la consigne par rapport à la ventilation directe. Inversement, ces indices sont proches de 0 lorsque l'échangeur idéal peut difficilement réduire ces écarts. Ils pourront être négatifs si l'usage d'un échangeur risque d'accroître

l'inconfort ou les besoins thermiques par rapport à la ventilation directe. Dans ce cas, l'échangeur air-sol ne doit pas être implanté.

La température du sol est une température instantanée qui dépend de la profondeur d'enfouissement de l'échangeur considérée. Ainsi une étude de sensibilité des indices PPC et PRF peut être menée en fonction de la profondeur.

Un aperçu de quelques valeurs calculées pour différentes situations climatiques est donné par le Tableau 13. Ces valeurs ont été calculées à l'aide de données climatiques ; la température du sol est calculée par le modèle de température de sol développé dans ce chapitre. Les valeurs obtenues semblent plausibles pour les deux indices. Pour Douala, le potentiel de rafraîchissement ne devient intéressant que pour un sol protégé du soleil et à une profondeur de 4 m. Cet indice ne permet pas de tenir compte de la déshumidification de l'air, qui participe aussi à l'amélioration du confort d'été en climat tropical [Kemajou 2006].

Climat		Profondeur	$PPC_{19\,°C}$	$PRF_{25\,°C}$	$PRF_{27\,°C}$
Tempéré frais maritime	Trappes	2 m	0,51	1	1
Tempéré frais continental	Toulouse	2 m	0,65	0,96	1
Méditerranéen moyen	Nice	4 m	1	0,99	1
Tropical chaud	Douala[74]	4 m	---	-0,21	0,76
Continental moyen	Pékin	2 m	0,63	0,61	1

Tableau 13 Indices PPC et PRF pour différents sites et profondeurs d'implantation

La sensibilité de ces deux indices à la température du sol retenue pour le calcul (généralement mal connue), au choix des températures de référence et à la profondeur considérée (surtout pour le PRF) semble importante. Ces indices représentent la capacité du système idéal à réduire les besoins thermiques ou à améliorer le confort thermique sans tenir compte du volume des besoins réels. Par exemple, à Douala, les besoins de chauffage sont nuls. Dans ce cas, l'indice PPC n'a donc aucune utilité.

II.5.2 Étude de sensibilité du modèle d'échangeur air-sol

Pour une installation réelle, une partie des paramètres d'entrée du modèle d'échangeur air-sol est souvent mal connue ; c'est le cas de la nature et des caractéristiques physiques du sol et de sa surface, de la description fine du climat local, voire des caractéristiques du bâtiment proche qui influence la température du sol. Afin d'assurer un niveau de précision satisfaisant sur les résultats de simulation fournis par le modèle, il est important de savoir quantifier l'influence de chacun de ces paramètres. Un paramètre très influent devra être finement ajusté tandis qu'un paramètre peu influent pourra être fixé moins précisément. Dans cette partie, l'objectif est d'identifier la nature de la relation entre les valeurs de chaque paramètre et les résultats fournis par le modèle.

II.5.2.1 Cadre de l'étude de sensibilité

Les éléments observés ici durant toute la durée de simulation sont les trois températures caractéristiques du fonctionnement de l'échangeur identifiées plus haut (§ II.5.1.1.1), à partir desquelles l'efficacité moyenne de l'échangeur est calculée. L'étude de sensibilité est réalisée en comparant l'efficacité obtenue pour un cas de référence à celle obtenue en faisant varier indépendamment chaque paramètre, toutes choses égales par ailleurs.

Le cas de référence retenu correspond à une installation réelle étudiée plus loin pour la comparaison à des mesures de résultats de simulation obtenus par le modèle (§ II.5.3.1). Les tubes sont des Tuyaux de Protection de Câbles (TPC), tuyaux composites formés par l'association d'un tube interne lisse et d'un tube externe annelé, tous deux en polyéthylène. Ces deux parties sont séparées par de l'air. Comme le modèle d'échangeur air-sol ne considère que des tubes pleins et lisses, les caractéristiques thermiques ont dû être calculées en combinant les résistances thermiques du polyéthylène, de l'air et du sol. Le sol de ce cas de référence est relativement léger mais fortement conductif (limon-argileux très humide).

Les caractéristiques du cas de référence sont les suivantes :

[74] Sol protégé du soleil

Nature	Polyéthylène
Conductivité	0,6 $W.m^{-1}.K^{-1}$
Masse volumique	790 $kg.m^{-3}$
Capacité thermique	1520 $J.kg^{-1}.K^{-1}$
Epaisseur	0,01 m
Longueur	40 m
Diamètre extérieur	0,16 m
Nombre de tubes	8
Profondeur moyenne	1,6 m

Tableau 14. Caractéristiques des tubes

Conductivité	1,7 $W.m^{-1}.K^{-1}$
Masse volumique	1500 $kg.m^{-3}$
Capacité thermique	1400 $J.kg^{-1}.K^{-1}$
Nature de la surface	gazon
Humidité	sec
Exposition au vent	normal

Tableau 15. Caractéristiques du sol

Largeur de la nappe	2,80 m
Débit de ventilation	1200 $m^3.h^{-1}$
Rendement ventilateur	70 %
Ventilateur placé en sortie	
Pas de bâtiment à proximité	

Tableau 16 Caractéristiques générales de l'échangeur

L'étude de sensibilité du modèle a été réalisée sur les 13 paramètres suivants :

- Rayonnement solaire à la surface du sol
- Influence d'un bâtiment proche
- Exposition au vent de la surface du sol
- Absorptivité de la surface du sol
- Humidité du sol
- Conductivité thermique du sol
- Capacité thermique du sol
- Nature du sol
- Conductivité thermique des tubes
- Capacité thermique des tubes
- Débit de ventilation de l'échangeur air-sol
- Pas d'espace du maillage dans la direction longitudinale
- Nombre de composantes harmoniques retenues lors de l'analyse fréquentielle des sollicitations climatiques

II.5.2.2 Paramètres influençant la température du sol

II.5.2.2.1 Rayonnement solaire à la surface du sol

Cette donnée, rarement mesurée sur le site précisément étudié, doit être reconstituée à partir des données météorologiques, ce qui entraîne de fait une erreur pouvant être importante. Ici, deux fichiers météorologiques ont été comparés. Ils se distinguent uniquement par leurs données de rayonnement solaire : pour l'un, il s'agit de données d'une année type et, pour l'autre, de données

partiellement reconstituées à partir des données de température (saison estivale uniquement, cf. Figure 43).

L'impact des données de rayonnement sur la température du sol et sur la température en sortie d'échangeur est limité mais non négligeable (Figure 44 et Figure 45). C'est la tendance générale du signal de température en sortie d'échangeur qui est modifiée. Par contre, les oscillations journalières, tout comme l'efficacité moyenne annuelle de l'échangeur, évoluent de façon non significative.

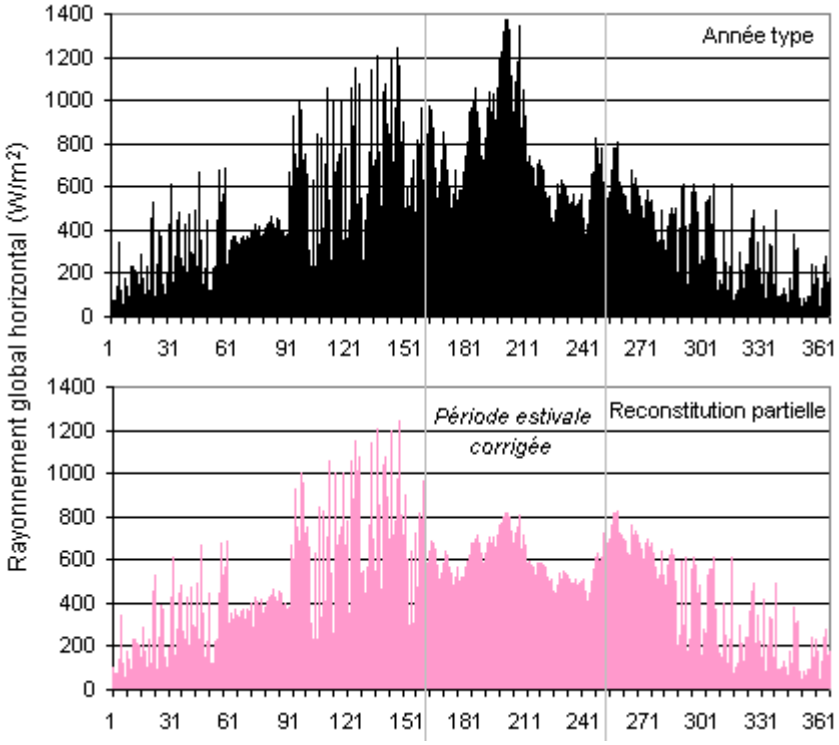


Figure 43 Données de rayonnement global horizontal utilisées

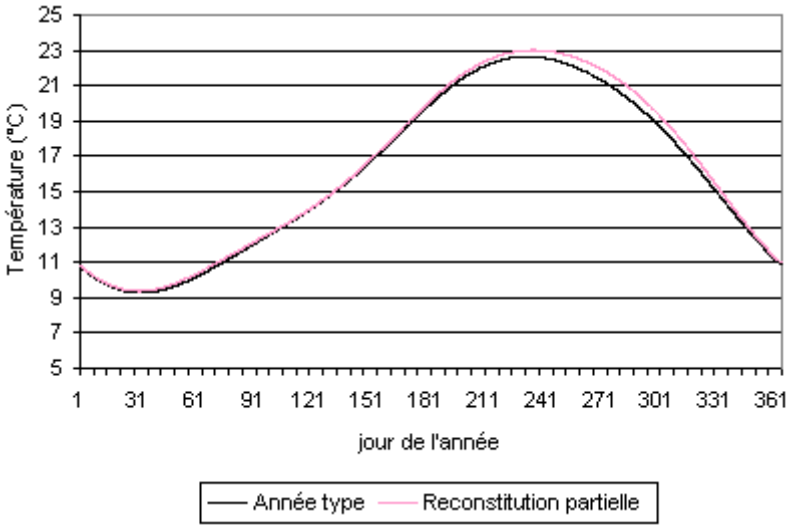


Figure 44 Température du sol calculée au niveau des tubes selon le fichier de données météorologiques utilisé

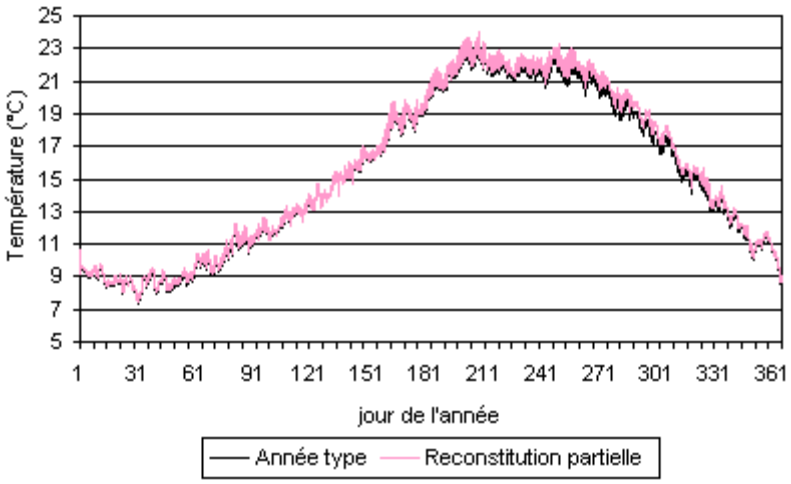


Figure 45 Température en sortie de l'échangeur air-sol en fonction du fichier de données météorologiques utilisé

II.5.2.2.2 Influence d'un bâtiment proche

Ce paramètre, représenté dans le modèle thermique de sol par le coefficient d'influence du bâtiment proche σ_{bat} (cf. § II.3.3.2.3), peut varier entre 0 (pas d'influence du bâtiment proche) et 1 (forte influence). La température du sol est fortement liée à ce paramètre (Figure 46) et, par conséquent, celle de l'air en sortie d'échangeur également. Par contre, l'efficacité de l'échangeur est peu influencée (variation de l'ordre de 1 %).

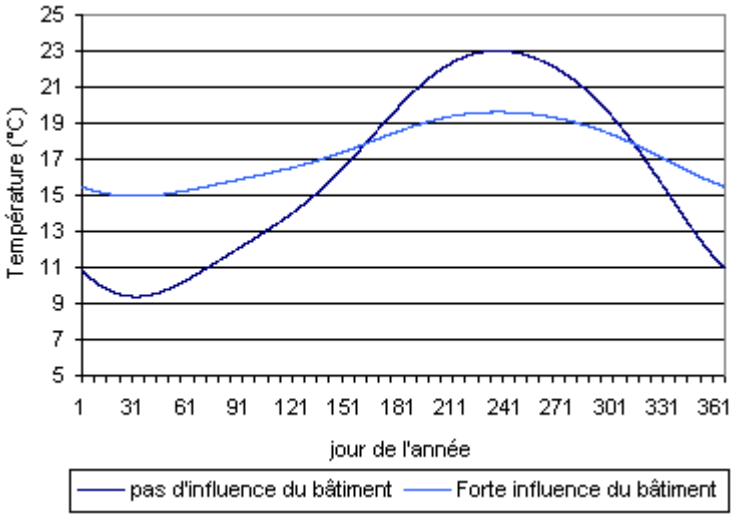


Figure 46 Température du sol à 1,60 m de profondeur

La distance au bâtiment, l'aire de ce dernier, sa température moyenne intérieure, la résistance thermique de sa dalle sont donc des éléments qui doivent être précisément renseignés pour obtenir une température de sol réaliste.

II.5.2.2.3 Exposition au vent de la surface du sol

L'exposition au vent de la surface du sol intervient sur les déperditions thermiques du sol. Ce paramètre joue donc sur la température moyenne du sol. Pour un sol particulièrement exposé, la température du sol sera plus faible que pour un sol abrité du vent. Par rapport au cas de référence, la température moyenne du sol peut varier de plusieurs degrés selon l'exposition (Figure 46). Par contre, l'efficacité moyenne de l'échange est très peu affectée par ce paramètre.

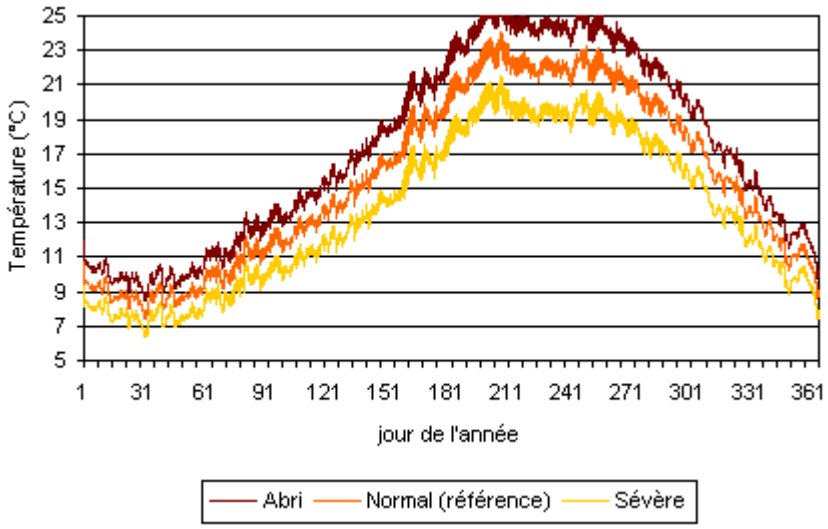


Figure 47 Température en sortie de l'échangeur air-sol en fonction de l'exposition au vent de la surface du sol

II.5.2.2.4 *Absorptivité de la surface du sol*

La part du rayonnement solaire absorbée par le sol dépend de la nature de sa surface. Pour un sol très absorbant (p. ex. asphalte), la température du sol sera plus élevée que si le sol était peu absorbant (p. ex. revêtement réfléchissant), en particulier lors des périodes où le rayonnement solaire est important. Par contre, là encore, l'efficacité moyenne de l'échange est très peu affectée par ce paramètre (Tableau 17).

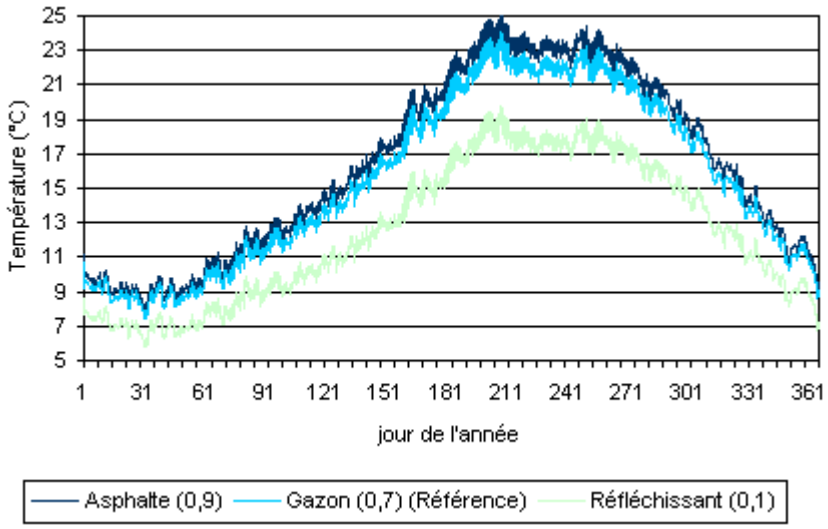


Figure 48 Température en sortie de l'échangeur air-sol en fonction de l'absorptivité de la surface du sol

Absorptivité du sol	*Efficacité moyenne annuelle*
0,1 (Réfléchissant)	86,5 %
0,7 (Gazon, référence)	85,4 %
0,9 (Asphalte)	85,0 %

Tableau 17 Efficacité de l'échangeur air-sol en fonction de l'absorptivité de la surface du sol

En pratique, ce paramètre présente généralement une valeur moyenne peu variable d'une installation à l'autre : la surface du sol est souvent très absorbante (gazon, sol nu, gravier, béton ou asphalte). Par contre, un sol ombragé durant une grande partie de l'année pourra être représenté par une absorptivité réduite.

II.5.2.2.5 Humidité à la surface du sol

L'humidité de la surface du sol intervient sur les échanges latents entre l'air extérieur et la surface du sol. Ces échanges sont de moindre importance que les échanges par convection ou par rayonnement ce qui explique que ce paramètre soit peu influent, à la fois vis-à-vis de la température du sol, mais aussi de la température en sortie d'échangeur (Figure 49).

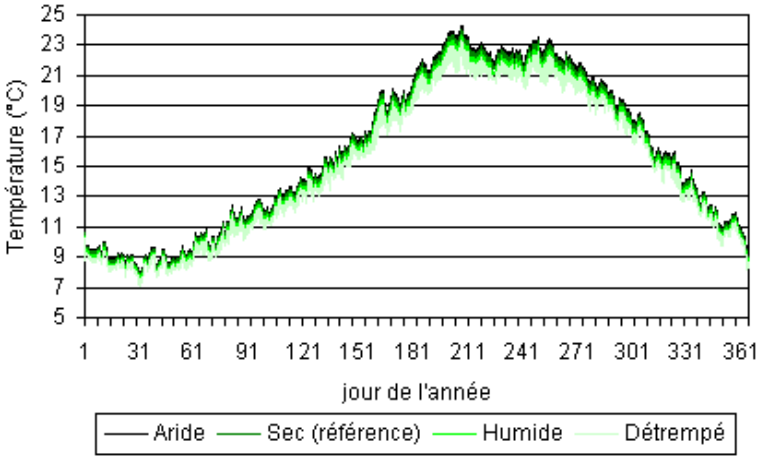


Figure 49 Température en sortie de l'échangeur air-sol en fonction de l'humidité de la surface du sol

II.5.2.2.6 Conductivité thermique du sol

La conductivité thermique du sol intervient à la fois sur la profondeur de pénétration du signal thermique dans le sol et sur le comportement dynamique du sol au voisinage des tubes. Par conséquent, ce paramètre modifie l'amplitude et le déphasage du signal de température du sol ainsi que l'efficacité globale de l'échangeur. Lorsque la conductivité du sol est faible, l'amplitude de variation de la température en sortie d'échangeur est plus élevée (Figure 50), ce qui se traduit par une perte d'efficacité de l'échangeur (Tableau 18). Par contre, il est important de noter qu'un sol de faible conductivité isole mieux les tubes de l'échangeur des conditions extérieures, ce qui limite l'amplitude de variation de la température du sol et la température atteinte en été en sortie d'échangeur. Cependant, en deçà d'une valeur optimale de conductivité, la réduction de l'efficacité de l'échange pénalisera la performance globale du système.

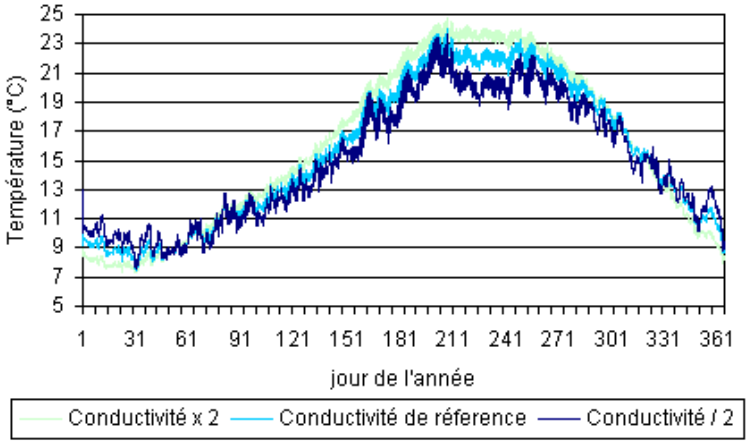


Figure 50 Température en sortie de l'échangeur air-sol en fonction de la conductivité du sol

Conductivité du sol	*Efficacité moyenne annuelle*
3,4 $W.m^{-1}.K^{-1}$	92,4 %
1,7 $W.m^{-1}.K^{-1}$ (référence)	85,4 %
0,8 $W.m^{-1}.K^{-1}$	74,9 %

Tableau 18 Efficacité de l'échangeur air-sol en fonction de la conductivité du sol

II.5.2.2.7 Capacité thermique du sol

Ce paramètre joue un rôle quasiment inverse à celui de la conductivité thermique. Il représente l'inertie thermique du sol et, par conséquent, influe, lui aussi, sur la température du sol non-perturbé (atténuation du signal et accentuation du déphasage lorsque la capacité thermique est élevée). Par contre, l'influence de ce paramètre sur l'efficacité de l'échange est beaucoup moins marquée. Un sol à forte inertie sera donc toujours préférable, qu'elle que soit la saison.

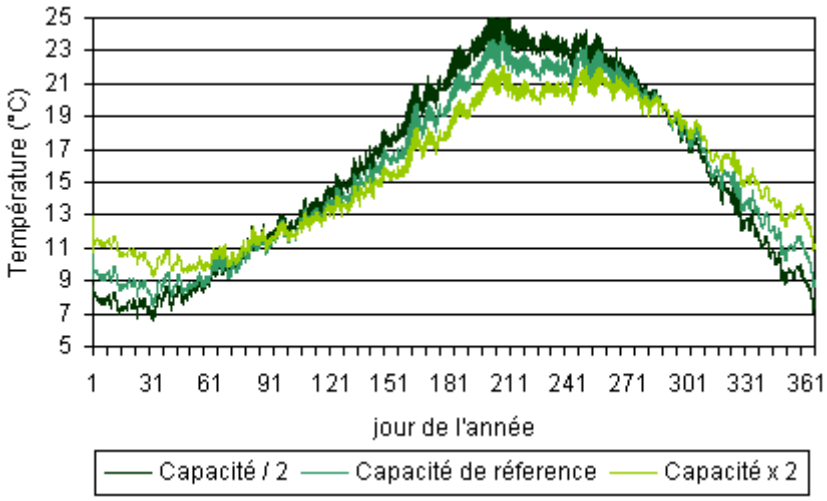


Figure 51 Température en sortie de l'échangeur air-sol en fonction de la capacité thermique du sol

Capacité thermique du sol	*Efficacité moyenne annuelle*
2 800 $J.kg^{-1}.K^{-1}$	86,1 %
1 400 $J.kg^{-1}.K^{-1}$ (référence)	85,4 %
700 $J.kg^{-1}.K^{-1}$	88,1 %

Tableau 19 Efficacité de l'échangeur air-sol en fonction de la capacité thermique du sol

II.5.2.2.8 Nature du sol

Les deux paramètres précédents sont liés par la nature du sol et par son taux d'humidité. En comparant trois types de sols différents (sable, limon argilo-sableux et argile), il apparaît logiquement que le profil de température du sol et l'efficacité globale de l'échange sont influencés (Figure 52 et Tableau 21).

Nature du sol	*Capacité thermique* $J.kg^{-1}.K^{-1}$	*Conductivité thermique* $W.m^{-1}.K^{-1}$	*Masse volumique* $kg.m^{-3}$
Argile	880	1,28	1500
Limon argilo-sableux	1340	1,5	1800
Sable	1390	0,93	1780

Tableau 20 Caractéristiques thermiques de différents types de sol (tirées de GAEA)

Nature du sol	*Efficacité moyenne annuelle*
Argile	81,9 %
Limon argilo-sableux	84,1 %
Sable	77,7 %

Tableau 21 Efficacité de l'échangeur air-sol en fonction de la nature du sol

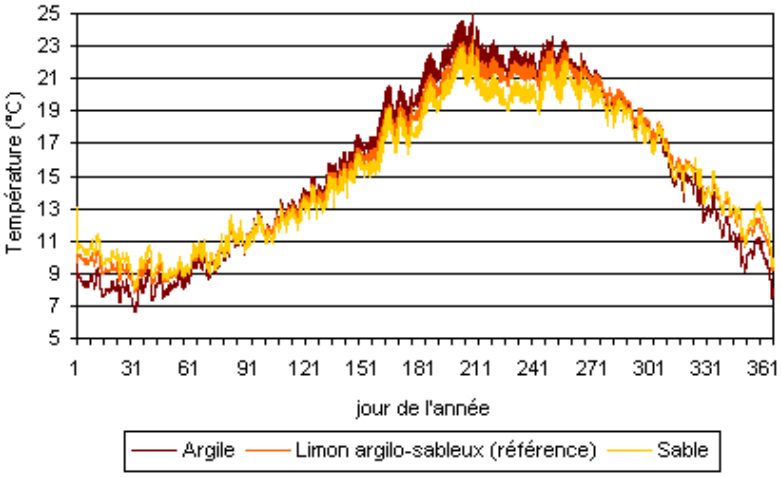


Figure 52 Température en sortie de l'échangeur air-sol en fonction de la nature du sol

II.5.2.3 Paramètres influençant l'échange thermique air-sol

II.5.2.3.1 Conductivité thermique des tubes

Ce paramètre n'a aucune influence sur la température du sol « non perturbé », mais joue fortement sur l'efficacité de l'échange, en particulier pour des valeurs faibles. Une faible conductivité thermique des tubes réduit l'échange thermique entre l'air et le sol, ce qui explique que, dans ce cas, l'inertie thermique du sol est moins sollicitée et les variations journalières de la température extérieure sont moins amorties que lorsque la conductivité des tubes est élevée. En outre, l'influence de ce paramètre n'est plus significative au-delà d'une certaine valeur (environ 1 $W.m^{-1}.K^{-1}$).

Conductivité des tubes	*Efficacité moyenne annuelle*
6 $W.m^{-1}.K^{-1}$	87,6 %
0,6 $W.m^{-1}.K^{-1}$ (référence)	85,4 %
0,06 $W.m^{-1}.K^{-1}$	66,5 %

Tableau 22 Efficacité de l'échangeur air-sol en fonction de la conductivité thermique des tubes

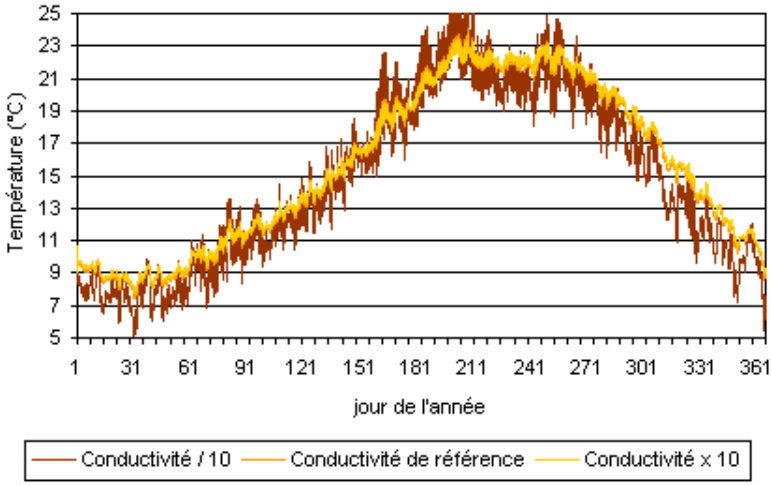


Figure 53 Température en sortie de l'échangeur air-sol en fonction de la conductivité thermique des tubes

II.5.2.3.2 Capacité thermique des tubes

Compte tenu de la faible épaisseur des tubes, ce paramètre n'a strictement aucune incidence sur les performances de l'échangeur air-sol ni sur la température de l'air en sortie d'échangeur. Le tube n'emmagasine ni ne cède significativement de chaleur.

Capacité thermique des tubes	*Efficacité moyenne annuelle*
15 200 $J.kg^{-1}.K^{-1}$	85,9 %
1 520 $J.kg^{-1}.K^{-1}$ (référence)	85,4 %
152 $J.kg^{-1}.K^{-1}$	85,4 %

Tableau 23 Efficacité de l'échangeur air-sol en fonction de la capacité thermique des tubes

II.5.2.3.3 Débit de ventilation de l'échangeur air-sol

Ce paramètre joue un rôle important sur le régime d'écoulement de l'air dans les tubes et sur l'efficacité de l'échange par convection entre l'air et le tube. Son influence sur l'efficacité moyenne de l'échangeur air-sol est donc forte (Tableau 24). Naturellement, l'efficacité de l'échangeur diminue pour un débit plus élevé (la température de l'air est alors moins tempérée). Par contre, ceci ne signifie pas que le préchauffage ou le rafraîchissement en soit pour autant moins efficaces. En effet, la puissance thermique échangée avec le sol est plus importante aux forts débits, même si ceci n'apparaît pas sur la température en sortie d'échangeur (Figure 54). De même, la puissance fournie au bâtiment varie fortement et selon la période considérée, peut améliorer ou réduire les performances globales du système.

Débit de ventilation	*Efficacité moyenne annuelle*
1 200 m^3/h (reference)	85,6 %
600 m^3/h	93,9 %
300 m^3/h	97,7 %

Tableau 24 Efficacité de l'échangeur air-sol en fonction du débit de ventilation

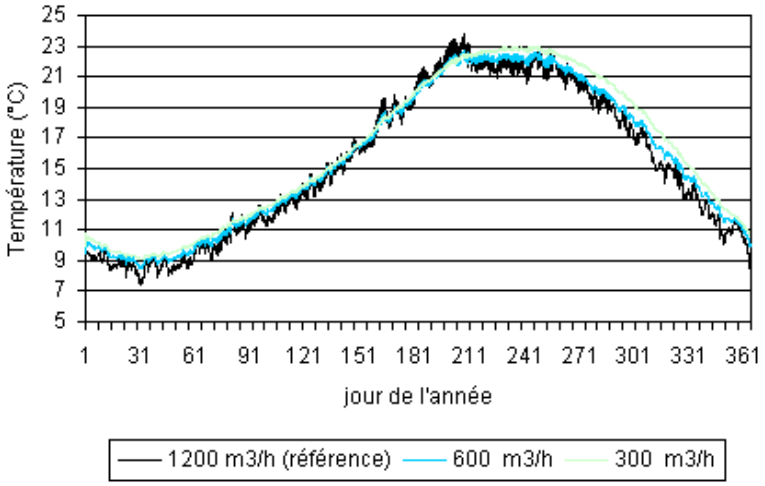


Figure 54 Température en sortie de l'échangeur air-sol en fonction du débit de ventilation

II.5.2.4 Paramètres du modèle numérique

II.5.2.4.1 Pas d'espace

Deux valeurs différentes de pas d'espace ont été testées : 1 m et 10 m. L'écart observé sur la température en sortie d'échangeur calculée ne dépasse pas 0,1 °C, ce qui permet d'en déduire que ce paramètre n'engendre pas d'erreur significative.

II.5.2.4.2 Nombre de composantes harmoniques des sollicitations

Dans le modèle thermique de sol, les sollicitations – c'est-à-dire les données de température de l'air extérieur et le rayonnement solaire à la surface du sol – sont simplifiés par une analyse fréquentielle (analyse de Fourier). Jacovides *et al.* (1996) ont montré que la propagation des variations de la température du sol se limitait à l'harmonique fondamental (de période annuelle) et aux harmoniques de rang 2 et 3. Les oscillations de périodes plus courtes ne se propagent donc quasiment pas sous la surface du sol. Faire varier le nombre de composantes harmoniques prises en compte dans le bilan thermique à la surface du sol, permet de mettre en évidence l'influence de ce paramètre sur la température du sol. Ceci a été réalisé simplement en adaptant le modèle à plusieurs composantes harmoniques pour les deux sollicitations, température de l'air et rayonnement solaire.

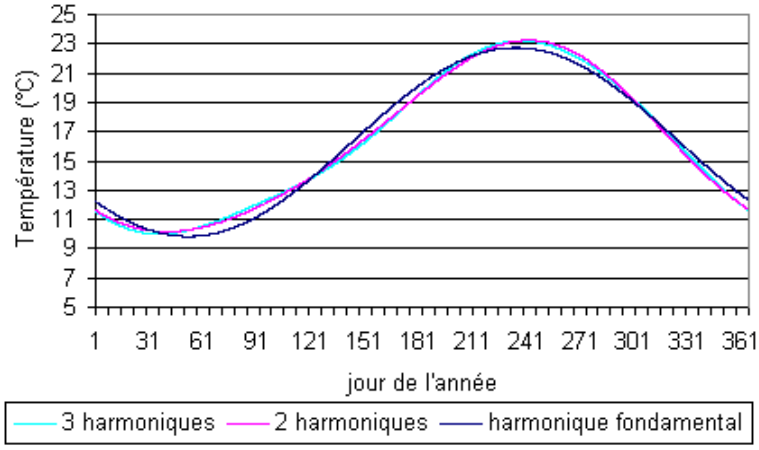


Figure 55 Influence du nombre d'harmoniques retenus sur la température du sol à 1,60 m de profondeur

Les résultats obtenus (Figure 55) montrent qu'à 1,60 m de profondeur, l'erreur engendrée par la limitation du nombre d'harmoniques à 2 est très faible. Elle serait encore plus faible pour une profondeur supérieure.

II.5.2.5 Synthèse

Pour un échangeur air-sol dont l'efficacité moyenne est élevée, la validation du modèle passe par une détermination correcte de la température du sol « non-perturbé ». Le Tableau 25 récapitule l'ensemble des résultats de l'étude de sensibilité réalisée ici. Il révèle qu'un grand nombre de paramètres influent sur cette température.

Quatre types de paramètres se dégagent de ce tableau :

Type 1 : ceux qui influencent uniquement la température du sol « non perturbé »

Type 2 : ceux qui influencent à la fois la température du sol « non perturbé » et la qualité de l'échange entre l'air et le sol

Type 3 : ceux qui n'influencent que la qualité de l'échange entre l'air et le sol

Type 4 : ceux qui n'ont pas d'influence notable

Paramètre\influence	***Température du sol***	***Efficacité moyenne***
Données rayonnement	oui	non
Distance horizontale au bâtiment	oui, sur l'amplitude	non
Profondeur sous le bâtiment	oui, sur l'amplitude et le déphasage	non
Surface du bâtiment	oui, sur l'amplitude	non
Influence bâtiment	oui, sur l'amplitude	non
Exposition au vent	oui, sur la moyenne	faible
Absorptivité de la surface du sol	oui, sur la moyenne	non
Humidité de la surface du sol	oui, sur la moyenne	faible
Conductivité sol	oui, sur l'amplitude	oui
Capacité thermique du sol	oui, sur l'amplitude	oui
Conductivité tubes	non	oui
Capacité thermique des tubes	non	très faible
Débit de ventilation	non	oui
Pas d'espace du maillage	non	non
Nombre de composantes harmoniques des sollicitations	très faible	non

Tableau 25. Synthèse de l'influence des différents paramètres analysés

Cette analyse facilite l'étalonnage du modèle. En effet, lors de la comparaison de résultats de simulation avec des données de mesure, les écarts relevés sur la température du sol (tendance

générale) ou sur l'efficacité moyenne (amplitude des variations journalières) permettent d'identifier rapidement le ou les paramètres qui peuvent en être à l'origine.

Les paramètres les plus influents sont ceux liés à l'échange thermique entre le sol et l'atmosphère (type 1 : exposition du sol au vent, absorptivité de la surface du sol face au rayonnement solaire, données de rayonnement solaire utilisées pour réaliser les calculs, l'influence d'un bâtiment proche) et ceux décrivant la nature du sol (type 2 : conductivité, capacité thermique). Or, il s'agit des paramètres les moins faciles à évaluer. C'est pourquoi, en cas d'incertitude, il sera toujours préférable de réaliser les simulations en retenant les paramètres les plus défavorables (p. ex. un sol plus conducteur, c'est-à-dire plus humide).

II.5.2.6 Conclusion de l'étude de sensibilité

L'analyse de sensibilité a permis d'identifier les paramètres les plus influents sur les résultats du modèle. Ceux-ci correspondent aux paramètres qui avaient été identifiés comme prépondérants dans l'état de l'art présenté au § II.2.2 (nature du sol, débit, rayonnement solaire).

Ce sont les paramètres liés à l'échange thermique entre le sol et l'atmosphère qui, en influençant la température du sol « non perturbé », conditionnent l'efficacité du modèle. Leur correcte évaluation est donc déterminante pour la qualité des résultats de mesure. En particulier, le coefficient d'influence du bâtiment proche σ_{bat} — paramètre purement théorique — doit être étalonné, ce qui n'est possible que par l'étude de différentes installations instrumentées.

La connaissance de la conductivité des tubes conditionne l'ajustement fin de l'efficacité moyenne de l'échangeur, c'est-à-dire de l'amortissement de la variation journalière de la température de l'air en sortie d'échangeur. Généralement, les caractéristiques physiques des tubes sont données par le fournisseur ou disponibles dans différentes bases de données de matériaux, et donc connues.

Enfin, les paramètres de structure du modèle (finesse du maillage) n'ont pratiquement aucune influence. Ils ne nécessitent donc pas d'étalonnage particulier.

II.5.3 Validation des modèles

Le modèle thermique de sol n'a pu être été validé expérimentalement, faute de mesures. Cependant, il s'appuie sur diverses études antérieures qui ont montré sa fiabilité [Kunetz et Lefebvre 2001 ; Mihalakakou *et al.* 1997 ; Benkert et Heidt 2000 ; Mermoud 2001 ; Hollmuller 2002]. Sa mise en œuvre reste tributaire de la connaissance précise et de l'étalonnage de ses paramètres d'entrée, puisque l'étude de sensibilité a montré que ceux-ci influençaient assez fortement les résultats obtenus.

Le modèle thermique d'échangeur utilise comme entrée la température du sol « non perturbé » calculée à partir du modèle thermique de sol. Sa validation reste donc en partie liée à celle de ce dernier. Néanmoins, la validation de l'ensemble a été menée, en s'appuyant sur deux échangeurs air-sol réels instrumentés différents, tous deux installés en région Île-de-France[75]. Les mesures réalisées ont été confrontées aux résultats de simulation dans les deux cas. Les performances intrinsèques des échangeurs air-sol instrumentés et simulés ont été comparées à l'aide de deux indicateurs, l'efficacité moyenne $\overline{E}$ et l'efficacité statistique E_T, définis au § II.5.1.1.

La question de la participation de l'échangeur air-sol au confort thermique du bâtiment est traitée dans la partie § II.5.4.

II.5.3.1 Première validation, sur un échangeur air-sol installé à Presles

Cette première validation a été menée à partir de mesures réalisées sur l'échangeur air-sol installé par la société CANADA CLIM sur le bâtiment 18 de la maison de retraite « le Calme Logis » à Presles (Val-d'Oise).

La pièce ventilée est une pièce, destinée à l'accueil de personnes âgées, d'un volume de 830 m^3. Elle est fortement sujette à surchauffe en été en raison de la grande baie vitrée qui se déploie sur ses façades sud-ouest et nord-ouest (Figure 56).

[75] Une description plus détaillée de ces validations a été publiée dans [Salomon *et al.* 2006]

L'échangeur, qui équipe ce bâtiment depuis juin 2004, est constitué de 8 tubes en polyéthylène de type TPC parcourant environ 40 m à 1,60 m sous le sol, puis 10 m dans le vide sanitaire du bâtiment. Dans le cadre de cette validation, seule la partie enterrée des tubes est considérée (partie en gras sur la Figure 57). Les mesures de température considérées sont la température d'air en entrée de collecteur (*T ext*) et la température de l'air dans les tubes au point d'entrée dans le vide sanitaire (*T sortie*) (Figure 57). Elles ont été réalisées entre le 6 janvier et le 19 octobre 2006.

Figure 56 Vue de la pièce d'accueil (façade nord-ouest)

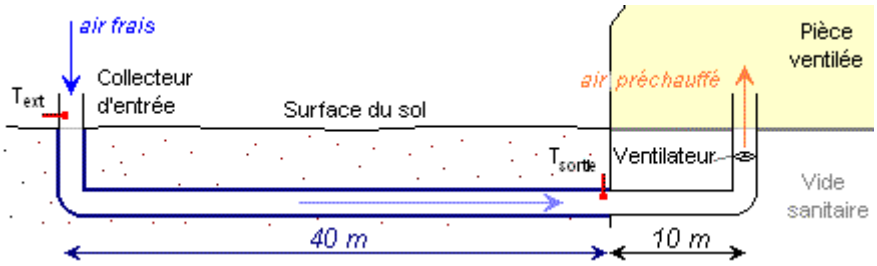


Figure 57 Échangeur et points de mesure sur l'installation de Presles

Le calcul de la température en sortie de l'échangeur air-sol a été réalisé grâce au modèle développé, à partir de l'ensemble des données connues sur l'installation. Les paramètres de la simulation correspondent à ceux de la référence utilisée pour l'étude de sensibilité (§ II.5.2) excepté pour les caractéristiques du sol qui sont celles d'un sol argileux[76]. Les données mal connues, qui correspondent aux paramètres décrivant l'influence du bâtiment proche, ont été ajustées comme suit :

- La distance moyenne horizontale des tubes au bâtiment a été fixée à 9 m.
- La température intérieure moyenne du bâtiment a été fixée à 13 °C, puisque la dalle est en contact avec un vide sanitaire ventilé dont la température est proche de la température extérieure.
- La surface du bâtiment proche a été fixée à 200 m^2.

[76] Conductivité : 1.28 $W.m^{-1}.K^{-1}$, Masse volumique : 1500 $kg.m^{-3}$, Capacité thermique : 880 $J.kg^{-1}.K^{-1}$

La courbe de simulation obtenue est confrontée aux données de mesure sur la Figure 58.

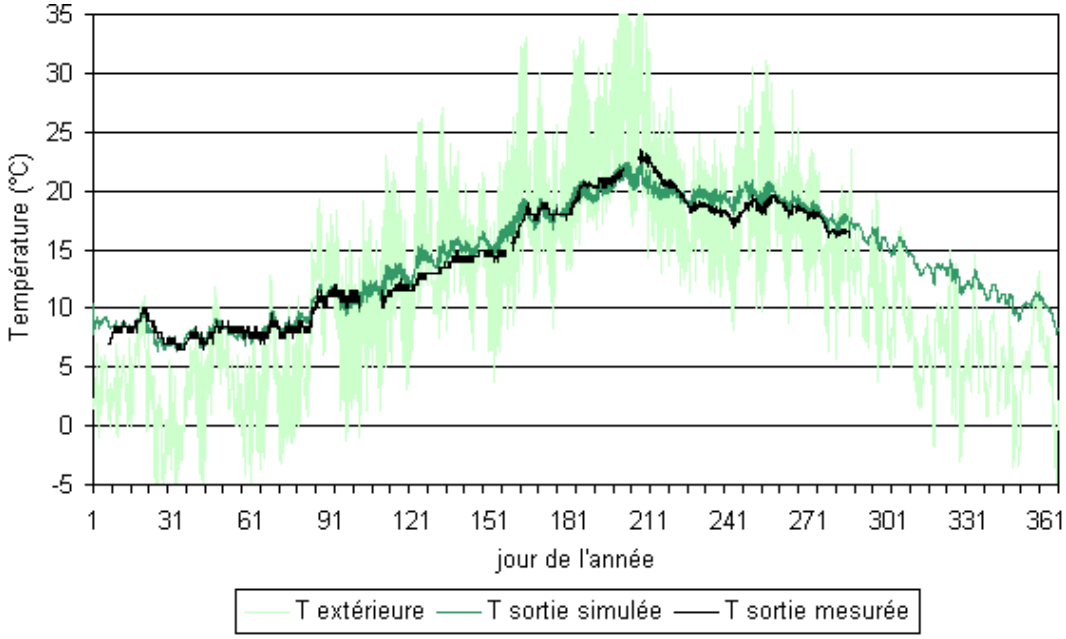


Figure 58 Confrontation de la température simulée aux données mesurées

Les courbes des températures mesurées et simulées sont très proches. L'écart de la simulation est inférieure à 2 °C sur plus de 98 % du temps et se trouve centrée autour de +0,3 °C (Figure 59 et Figure 60).

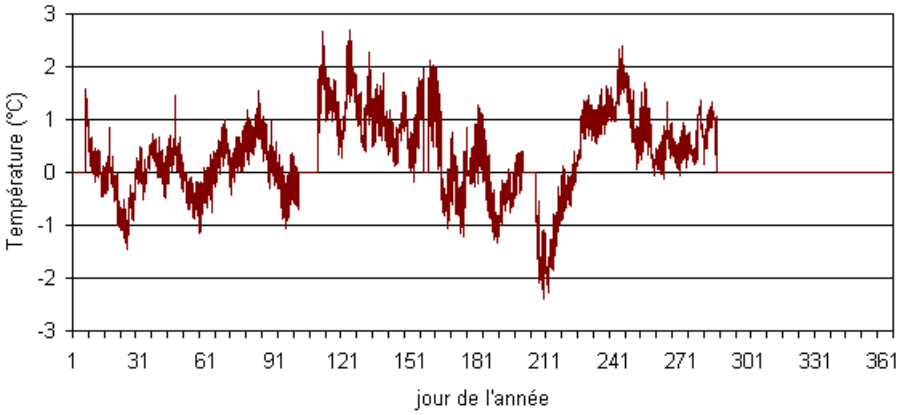


Figure 59 Différence entre les températures T_{sortie} simulée et mesurée

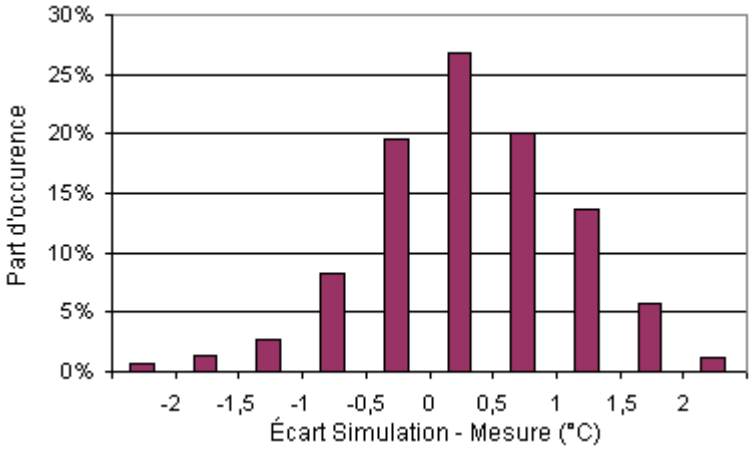


Figure 60 Répartition statistique des différences de température

Le résultat obtenu ici est d'une meilleure précision que la quasi-totalité de ceux obtenus par Benkert et Heidt (2000) avec le logiciel d'aide au dimensionnement GAEA. De manière plus générale, les résultats de GAEA sont très variables selon l'installation considérée. La Figure 61 a été obtenue à partir de données tirées de ce rapport, pour l'un des cas où le logiciel s'est avéré le plus « précis ». Elle représente la répartition de la différence entre les températures simulée et mesurée pour une installation réalisée en Allemagne. L'erreur de GAEA est centrée sur -1,5 °C et peut atteindre -4 °C sur plus de 3 % du temps. Sur l'ensemble des cas présentés par Benkert et Heidt (*op. cit.*), un seul apparaît plus précis que le résultat obtenu par le modèle réalisé au cours de cette étude.

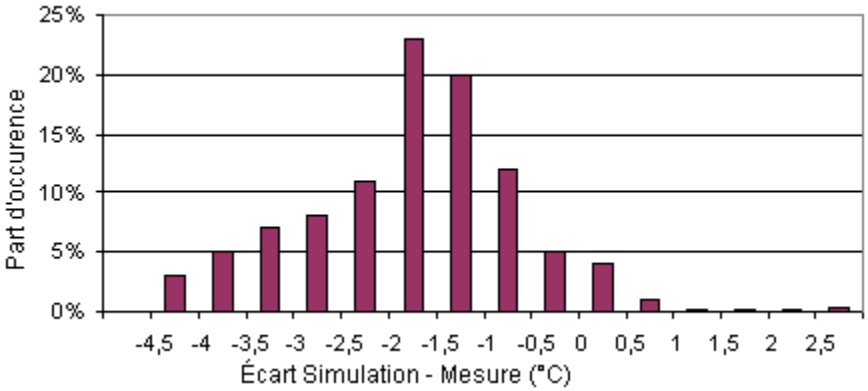


Figure 61 Répartition statistique des différences de température sur une installation simulée par GAEA

Du fait qu'aucune mesure de température de sol n'a été réalisée sur l'installation instrumentée, l'efficacité moyenne des échangeurs réel et simulé n'a pu être calculée qu'à partir de la température du sol « non perturbé » calculée. Elle présente des valeurs proches dans les deux cas : 88,5 % pour l'installation réelle et 83,9 % pour l'installation simulée, ce qui confirme l'adéquation des résultats du modèle avec les mesures.

Le coefficient de proportionnalité utilisé au § II.3.3.2.3 pour le calcul du coefficient Z_0, initialement fixé à 1,5, a pu être recalé et fixé à 1,8. Cet étalonnage permet d'obtenir le même résultat de simulation que ci-dessus, mais pour une distance moyenne horizontale des tubes au bâtiment égale à 11 m, plus réaliste que la valeur de 9 m fixée initialement.

Cette première validation est donc particulièrement satisfaisante puisqu'elle a permis, d'une part, de vérifier la qualité des résultats de simulation et, d'autre part, d'étalonner un paramètre fortement influent.

II.5.3.2 Seconde validation, sur un échangeur air-sol installé à Montigny-lès-Cormeilles

La seconde validation a été réalisée à partir d'un échangeur air-sol mis en service au printemps 2006 par la société CANADA CLIM. Cet échangeur équipe la partie administrative d'un bâtiment neuf de 2 niveaux, construit à Montigny-lès-Cormeilles (Val d'Oise). Il est constitué de 6 tubes d'environ 25 m de long, placés à 1,60 m sous le sol. Les tubes atteignent le sous-sol du bâtiment avant d'être immédiatement répartis dans un réseau de 6 gaines de distribution (cf. Figure 62).

Les mesures de température considérées ici sont la température d'air en entrée de collecteur (*T ext*) et la température de l'air dans les tubes au point d'entrée dans le sous-sol du bâtiment juste avant le ventilateur (*T sortie*). Elles ont été recueillies entre le 25 avril et le 9 novembre 2006.

Figure 62 Groupe de ventilation et réseau de distribution de l'installation de Montigny-lès-Cormeilles

Au moment de la mise en service de l'installation, les débits ont été calés dans chaque canalisation à l'aide d'un anémomètre analogique. Par contre, aucun suivi n'a été réalisé par la suite pour vérifier qu'il n'y a pas eu de dérive en cours d'expérience. Les débits sont donc supposés identiques dans tous les tubes. La vitesse de l'air mesurée dans les tubes est de 3,5 $m.s^{-1}$, soit un débit total de ventilation de 1 380 $m^3.h^{-1}$, ce qui correspond à un régime de fonctionnement d'été.

Après ajustement de quelques paramètres (absorptivité du sol, influence du bâtiment, nature du sol), la simulation montre que l'allure générale de la température calculée est similaire à celle mesurée en sortie d'échangeur (Figure 63 et agrandissement sur la Figure 64). La représentation de la différence entre températures simulée et mesurée (Figure 65), notamment sous forme d'histogramme (Figure 66), montre que le signal simulé est pratiquement centré et que pour 94 % du temps, l'erreur est inférieure à 2 °C. L'origine des pics relevés sur la Figure 65 n'est pas clairement identifiée mais peut être attribuée à la régénération rapide du sol à la suite d'un orage, à la dérive du modèle causée par un défaut de prise en compte de l'inertie du sol, ou bien à des perturbations de la mesure lors des relevés.

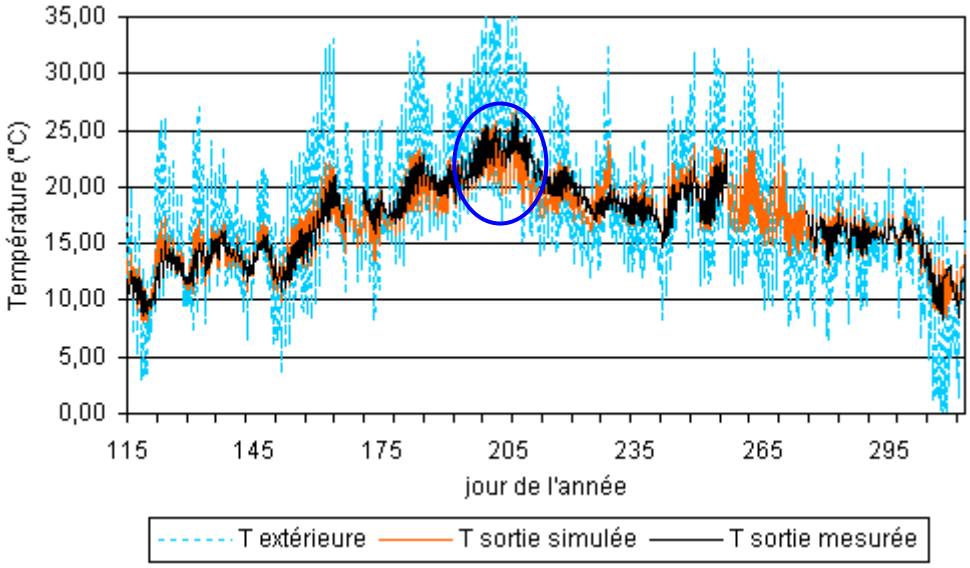


Figure 63 Comparaison des températures simulée et mesurée en sortie de l'échangeur air-sol

(d'avril à novembre 2006)

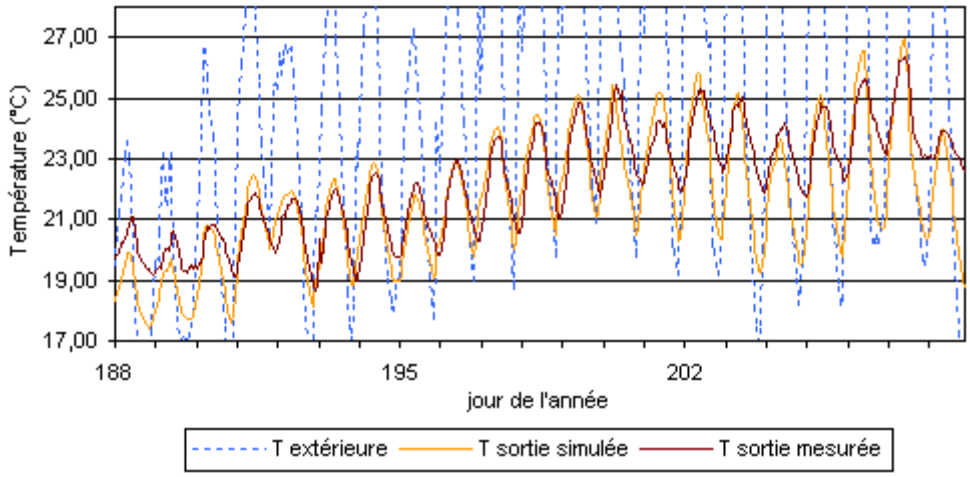


Figure 64 Aperçu des températures simulée et mesurée en sortie de l'échangeur air-sol en été

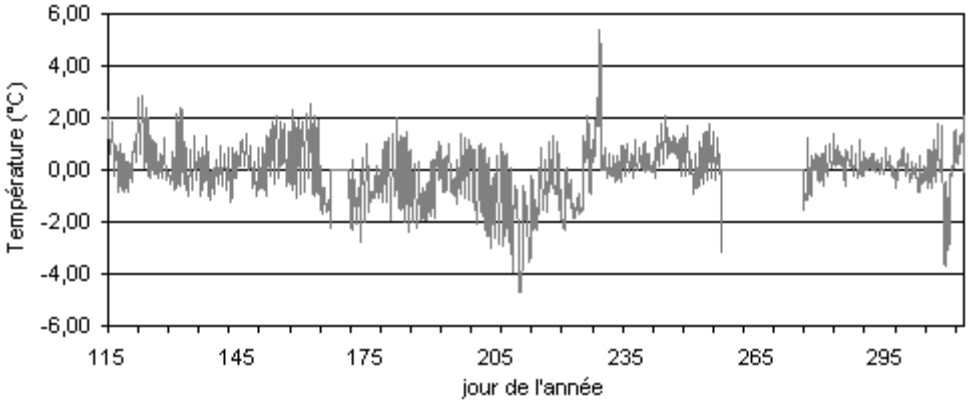


Figure 65 Différence entre les températures simulée et mesurée

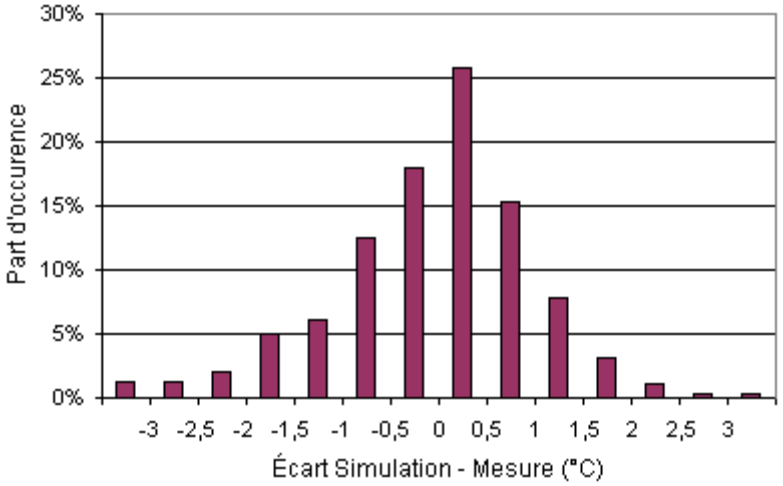


Figure 66 Répartition statistique des différences de température

L'efficacité moyenne des échangeurs réel et simulé a été calculée à partir de la température du sol « non perturbé » calculée (Tableau 26). Ici, l'efficacité de l'échangeur simulée (60 %) est relativement proche de celle calculée pour l'échangeur réel (66 %). Le petit écart relevé provient probablement d'une erreur d'évaluation des propriétés thermiques des tubes de l'échangeur. L'indicateur statistique E_T résultant du rapport des écarts types des différences à la température du sol est lui quasiment identique dans les deux cas, ce qui indique que la simulation réalisée est suffisamment précise.

	Écart type entrées $T_{entrée}$-T_{sol}	Écart type sorties T_{sortie}-T_{sol}	Indicateur statistique E_T	Efficacité moyenne annuelle
Simulé	5,8 °C	2,4 °C	59 %	60 %
Réel	5,8 °C	2,4 °C	59 %	66 %

Tableau 26 Performances des échangeurs air-sol sur la période des mesures

Cette seconde validation est, elle aussi, satisfaisante. L'étalonnage réalisé à la suite de la première validation est confirmé. L'absorptivité de la surface du sol ayant permis d'obtenir ces résultats est particulièrement faible (0,1). Ceci s'explique probablement par le fait que la surface du sol au-dessus de l'échangeur est souvent à l'ombre ou que la zone était encore en chantier au moment du mesurage.

II.5.3.3 Conclusion

Les simulations réalisées à partir des cas expérimentaux de Presles et de Montigny-lès-Cormeilles fournissent des résultats acceptables pour valider le modèle, étant données les incertitudes subsistant sur certains paramètres (en particulier la nature du sol et de sa surface). La précision des résultats du modèle est équivalente, voire supérieure, à celle des résultats fournis par le logiciel GAEA, actuellement utilisé pour le dimensionnement des échangeurs air-sol par un grand nombre de concepteurs. Le modèle développé ici présente l'avantage d'être chaîné à un simulateur de bâtiment. De plus, les efficacités moyennes de l'échangeur sont, elles aussi, du même ordre de grandeur que celles des installations instrumentées.

Les valeurs des paramètres correspondant à des données mal connues ont été, dans les deux cas de validation, fixées de manière à obtenir des résultats de simulation proches des mesures. A posteriori, ces valeurs apparaissent réalistes dans l'ensemble, exception faite de l'absorptivité de la surface du sol retenue dans le cas de l'installation de Montigny-lès-Cormeilles.

Ces deux études de cas tendent donc à valider le modèle réalisé et la qualité de ses résultats, tant au niveau du modèle thermique de sol que du modèle d'échangeur air-sol proprement dit. Néanmoins, l'analyse et la simulation de plusieurs autres installations instrumentées seront nécessaires, pour renforcer cette validation et affiner l'étalonnage de certains paramètres (en particulier à la surface du sol).

II.5.4 Validation du système de ventilation complet

Le système de ventilation avec préchauffage intégré modélisé est un système complexe en interaction avec l'environnement (atmosphère, sol) et le bâtiment. Son comportement est donc lié à ses caractéristiques propres mais aussi à celles de l'environnement et du bâtiment qu'il équipe. En raison du très grand nombre de degrés de libertés offert par l'ensemble de ces caractéristiques, une validation complète n'est pas réalisable. Une validation partielle serait possible a posteriori à partir de données issues d'une installation in-situ complètement instrumentée et maîtrisée, du type cellule-test. À partir des données météorologiques mesurées, des caractéristiques physiques mesurées du sol, de l'enveloppe du bâtiment, de l'échangeur air-sol, du système de ventilation et de sa régulation, des températures mesurées, il serait alors possible de réaliser une simulation correspondant au mieux au cas étudié et de comparer les résultats obtenus aux températures mesurées.

En pratique, aucune validation sur cellule-test n'a encore été réalisée. Les installations instrumentées utilisées pour la validation du modèle de puits canadien (Presles et Montigny-lès-Cormeilles) ne convenaient pas à la validation du modèle global en raison de l'absence de trop nombreuses données et de mesures, notamment sur l'utilisation du bâtiment et les détails de mise en œuvre de l'installation. De plus, ces installations n'étaient pas pourvues d'échangeur sur air vicié.

Dans un avenir proche, plusieurs expérimentations en cours ou en projet pourront être utilisées pour mener cette validation (maisons passives de Formerie (60), maisons passives de l'Institut National de l'Énergie Solaire (INES) au Bourget du Lac (73)). L'évaluation de la consommation électrique et du gain en confort d'été, la comparaison de différents scénarios de régulation, la comparaison de différentes expositions du sol au soleil pourront compléter cette validation par un étalonnage des principaux sous-modèles.

II.6 Conclusion

Le système de ventilation modélisé dans ce chapitre fait intervenir de nombreux éléments qui interagissent et influencent ses performances globales (sol, tubes, bâtiment, échangeur, régulation etc.). Les phénomènes physiques qui surviennent, sont variés et dépendent de nombreux paramètres, pour certains difficiles à maîtriser car liés à l'environnement, tels que la nature et l'humidité du sol ou son exposition au rayonnement solaire et au vent. La comparaison des simulations à des mesures issues de deux installations in-situ a permis de montrer que ce modèle pouvait fournir des résultats satisfaisants dès lors que les paramètres physiques étaient correctement étalonnées. Les valeurs d'étalonnage issues de cette phase pourront être utilisées, dans un premier temps, sur des installations analogues. De plus, la consommation électrique du système calculée à partir du modèle proposé peut être intégrée au bilan énergétique des bâtiments.

L'intégration au logiciel COMFIE du modèle réalisé, va permettre, au chapitre IV, de simuler des bâtiments très performants où la maîtrise de la ventilation et du confort d'été sont des enjeux de premier plan.

L'objectif du travail réalisé dans cette partie ne visait pas l'étude approfondie des échangeurs air-sol, c'est la raison pour laquelle la problématique de ce type d'échangeur n'a pas été traitée en totalité. En particulier, le modèle réalisé ne tient compte que du stockage thermique journalier dans le sol, ce qui semble suffisant pour les échangeurs air-sol destinés aux bâtiments de petite taille. De plus, sur un bâtiment à énergie positive intégrant un récupérateur sur air vicié efficace en hiver, les échangeurs air-sol sont essentiellement utilisés en rafraîchissement en été et dimensionnés en conséquence. Ici, la modélisation du stockage thermique saisonnier n'a donc pas semblé indispensable.

De même, l'étude des performances optimales des échangeurs air-sol dépend très fortement du site et du bâtiment étudiés. Par conséquent, des recommandations générales pour l'optimisation du dimensionnement ne peuvent être formulées sans une étude approfondie. Mais, cette étude n'entrant pas dans les objectifs de ce travail de thèse, elle n'a pas été menée. Le module réalisé constitue néanmoins un outil d'aide au dimensionnement des échangeurs air-sol dont peuvent dorénavant disposer les bureaux d'étude et les architectes.

Chapitre III

Modélisation d'un système de chauffage aéraulique alimenté par micro-cogénération

III.1 Introduction

L'amélioration des performances thermiques de l'enveloppe des bâtiments et la limitation des déperditions par renouvellement d'air induisent des besoins de chauffage réduits et concentrés sur de courtes périodes. Les équipements de chauffage conventionnels sont alors plus difficilement rentabilisés, ce qui constitue un frein à la réduction des impacts environnementaux. Un système multi-fonctionnel, assurant à la fois le chauffage, la préparation d'eau chaude sanitaire et en partie la génération d'électricité peut constituer une réponse adaptée aux logements très économes. La production d'électricité est corrélée aux besoins de chauffage, et donc plus importante en période de pointe ce qui est intéressant en terme de bilan environnemental dès lors que la source d'énergie est du gaz naturel ou du bois, par exemple. La production combinée de chaleur et d'électricité — ou cogénération — est un moyen de conversion d'énergie permettant d'atteindre un taux de valorisation de l'énergie élevé. Une unité de cogénération s'intègre aisément au bâtiment et son efficacité globale est supérieure à celle d'une chaudière à condensation. Pour les logements individuels, les petits collectifs ou les petits bâtiments tertiaires performants, les niveaux de puissance requis amènent à s'orienter vers des unités de micro-cogénération.

Les besoins de chauffage d'un logement à haute performance sont très variables dans le temps et il est nécessaire de contrôler les risques de surchauffe liés aux apports solaires et internes. La très faible inertie du chauffage aéraulique, avec la possibilité de réguler la température de l'air soufflé par l'apport d'air extérieur, éventuellement complétée par des moyens de préchauffage (échangeur air-sol, échangeur sur air vicié), devrait permettre de répondre à deux exigences simultanées mais parfois antagonistes : minimiser les consommations d'énergie et maintenir un niveau de confort thermique optimal. De plus, l'utilisation du réseau de ventilation pour la diffusion de la chaleur évite l'installation d'un réseau de distribution séparé (type réseau à eau) ce qui peut présenter un intérêt économique.

L'objectif de ce troisième chapitre est de modéliser un système couplant une unité de micro-cogénération à un chauffage aéraulique, destiné à équiper un bâtiment très performant.

Pour ce faire, un état de l'art a d'abord amené à sélectionner une technologie de micro-cogénération pertinente pour l'équipement d'un bâtiment très performant et à proposer une architecture pour le système de chauffage aéraulique à modéliser (§ III.2). Ensuite une étude expérimentale réalisée sur un banc d'essai a permis de caractériser le comportement d'une l'unité de micro-cogénération (§ III.3). À partir de cette caractérisation, un modèle a été développé et intégré à un outil de calcul (§ III.4 et III.5). Enfin, des simulations ont permis de mieux comprendre l'influence des principaux paramètres du système sur ses performances globales (§ III.6 et III.7).

III.2 Etat de l'art et choix du système étudié

III.2.1 Cogénération

Selon les lois de la thermodynamique, la conversion de chaleur en travail (puis en électricité) ne peut être totale. Si elle n'est pas valorisée, la chaleur qui n'est pas convertie, est simplement dissipée dans l'environnement (par exemple, dans la tour de réfrigération d'une centrale thermique). Cette dissipation constitue une perte énergétique nette pénalisant fortement l'efficacité globale de la conversion. La valorisation de cette chaleur permet d'accroître la part d'énergie primaire valorisée et ainsi de réduire la consommation d'énergie primaire à énergie finale constante : c'est la cogénération.

Un système de cogénération permet de convertir une unique ressource énergétique sous deux formes d'énergie secondaires utilisables : une forme d'énergie à haut contenu exergétique (mécanique ou électrique) (cf. I.3.1.1.4) et une énergie thermique. Sur un exemple de production combinée électrique et thermique (Figure 67), pour une même production d'énergie finale électrique (35) et thermique (60), la part d'énergie valorisée passe de 53 % (production séparée) à 95 % (cogénération). Ainsi, à service énergétique constant, la cogénération diminue la consommation d'énergie primaire (de 38,6 % dans notre exemple), et par conséquent réduit les impacts environnementaux liés à cette consommation.

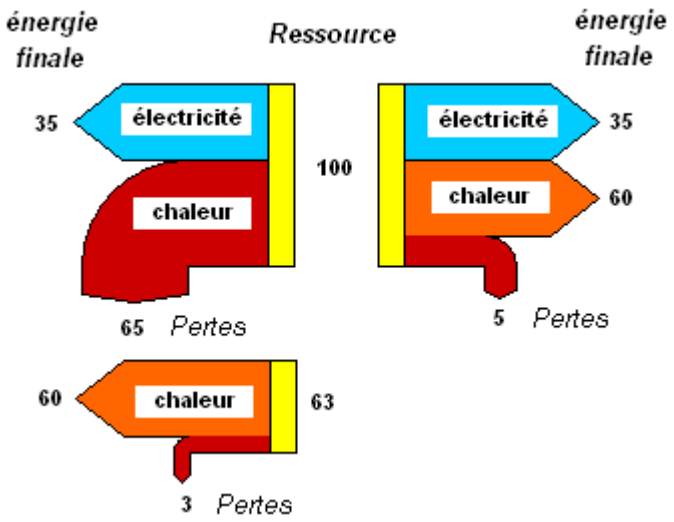


Figure 67 Diagramme de flux pour une production séparée (à gauche) et pour une production en cogénération (à droite) (unité arbitraire)

La cogénération est un procédé aujourd'hui largement répandu. En 1999, l'électricité produite par cogénération représentait 10 % de l'électricité dans le monde et jusqu'à 50 % au Danemark, pays où cette technologie est la plus développée, mais seulement 3 % en France [EDUCOGEN 2001]. Selon leur dimensionnement, les systèmes de cogénération peuvent être employés pour des procédés industriels, des réseaux de chaleurs, des bâtiments tertiaires ou résidentiels. De plus, les usages d'un système de cogénération peuvent être étendus à la production de froid par le couplage de machines à absorption (*tri*génération).

III.2.2 Micro-cogénération

La micro-cogénération est une forme de cogénération de petite puissance (puissance électrique inférieure à 10 kW_e) dont le dimensionnement semble adapté aux besoins thermiques des petits bâtiments, notamment des logements individuels et des petits tertiaires [Dentice d'Accadia *et al.* 2003]. Il existe actuellement cinq familles de systèmes de micro-cogénération qui diffèrent par leur système de conversion[77]. Leurs sources d'énergie et leurs rendements typiques sont présentés dans le Tableau 27 (données agrégées à partir de [Alanne et Saari 2004, Lensu et Alakangas 2004, Onovwiona et Ugursal 2006]).

Type de convertisseur	Sources d'énergie	Rendements de conversion	
		électrique	thermique
Moteur à combustion interne	Carburant liquide, gaz naturel	30-38 %	45-50 %
Pile à combustible	Hydrogène, hydrocarbure	30-40 %	40 %
Moteur Stirling	Tout type, soleil	10-35 %	60-90 %
Moteur à cycle de Rankine	Tout type, soleil	10-20 %	70-85 %
Micro-turbine à gaz	*Gaz naturel*	*15-35 %*	*50-60 %*

Tableau 27 Les différentes technologies de micro-cogénération

Les **moteurs à combustion interne** sont des technologies classiques dont la mise en œuvre en micro-cogénération au sein du bâtiment présente certains inconvénients, puisqu'ils nécessitent l'adjonction de composants coûteux pour réduire leurs émissions sonores et polluantes [Possidente *et al.* 2006].

La technologie des **piles à combustibles** ne semble pas encore totalement mûre pour une diffusion commerciale (limitation due au coût de production, aux problèmes de maintenance et à la durée de vie) [Harrison 2004]. Néanmoins, la micro-cogénération semble être, à l'heure actuelle, l'une des applications les plus prometteuses pour ces systèmes [Dorer *et al.* 2005].

[77] La cogénération à partir de capteurs hybrides photovoltaïques/thermiques, qui peut être mise en œuvre dans le bâtiment [Bazilian *et al.* 2001, Guiavarch et Peuportier 2006], n'est pas considérée dans ce chapitre du fait que cette technologie est encore au stade expérimental.

Les moteurs à combustion externe ou à cycle organique de Rankine (ORC, pour *Organic Rankine Cycle*) sont en voie de développement. Ils acceptent tout type de combustible et de sources de chaleur.

- Les systèmes à **moteur Stirling** présentent plusieurs avantages qui en font une solution prometteuse pour les applications dans le bâtiment : bons rendements de conversion électrique et de récupération de la chaleur, entretien limité, fonctionnement peu bruyant.
- Les systèmes à **cycle d'Ericsson** sont encore au stade de l'étude. Leur moteur présente de nombreux avantages par rapport au moteur Stirling mais est plus complexe dans sa structure.
- Les systèmes à **cycle organique de Rankine** ont un rendement de conversion électrique relativement limité mais permettent de valoriser des températures peu élevées (< 200 °C), obtenue par exemple, à partir du rayonnement solaire ou de ressources géothermiques [Yamamoto *et al.* 2001].

Les **systèmes à micro-turbine à gaz**, parfois cités, n'entrent pas exactement dans le champ de la micro-cogénération du fait que le plus petit système actuel (modèle Capstone C30) présente une puissance de 30 kW_e.

Selon l'étude pan-européenne MicroMap [MICROMAP 2002], les technologies les plus prometteuses à moyen terme sont celles basées sur les piles à combustibles et sur les moteurs Stirling. Cependant, un recensement des systèmes commercialisés ou en voie de commercialisation (cf. annexe 4) montre que les machines Stirling sont les plus proches de la maturité technique et commerciale. D'autre part, [Peacock et Newborough 2005] ont montré que la généralisation de l'usage de ce type de système pouvait significativement réduire les émissions de CO_2. Ce sont les raisons pour lesquelles **cette technologie a été retenue** comme objet de la présente étude.

III.2.3 Moteur Stirling

Le moteur Stirling a été imaginé, puis breveté en 1816, par Robert Stirling [Stouffs 2004]. Ces moteurs forment, avec les moteurs Ericsson, la famille des moteurs thermiques dits "à air chaud" ou "à gaz chaud" [Descombes et Magnet 1998]. Contrairement à ce que pourrait laisser penser la dénomination "moteur à air chaud", le fluide de travail de ces moteurs n'est aujourd'hui plus de l'air, mais principalement de l'hélium (He), du dihydrogène (H_2) ou du diazote (N_2).

Cette famille de moteurs se caractérise par :

- un fonctionnement alternatif à apport de chaleur externe
- des cylindres de compression et de détente séparés
- un fluide de travail gazeux monophasique
- un élément régénérateur

Les moteurs Stirling se distinguent des moteurs Ericsson par le fait que leur cycle thermodynamique y est contrôlé par des variations de volume et non par des soupapes.

Le cycle thermodynamique du moteur Stirling est un cycle fermé basé sur le processus de régénération à volume constant. La Figure 68 (d'après [Bonnet 2005]) illustre le principe du moteur Stirling. La chaleur est échangée avec les sources chaude et froide par l'intermédiaire d'échangeurs thermiques (H et K). Au cours du cycle, le régénérateur (R), placé à l'intérieur du moteur, échange de la chaleur avec le fluide (alternativement accumulation puis restitution). Un travail moteur est fourni par le piston de détente (E) ; un travail non moteur est reçu par le piston de compression (C).

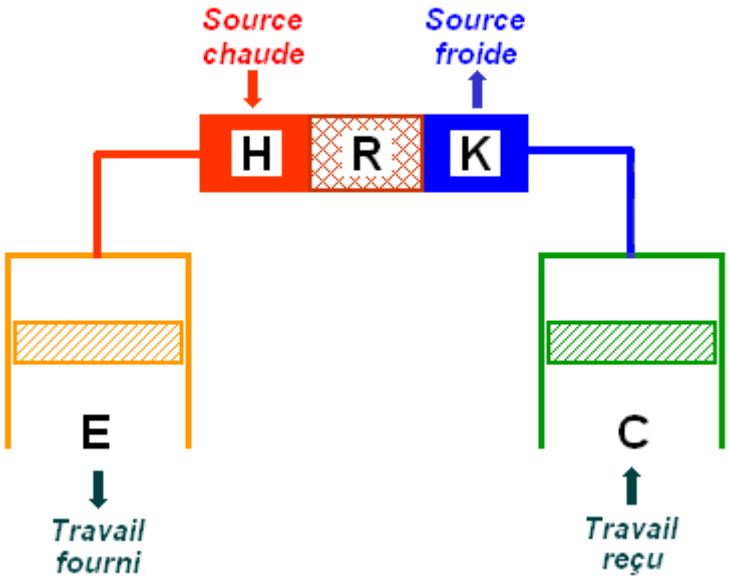


Figure 68 Schéma de principe de la structure du moteur Stirling
(H : réchauffeur, R : régénérateur, K : refroidisseur, E : espace de détente, C : espace de compression)

L'analyse de la littérature montre qu'il existe plusieurs niveaux de modélisation de ce cycle : le modèle théorique simple et ses dérivés, différents modèles idéaux (1er ordre), un modèle découplé (2ème ordre), un modèle couplé (3ème ordre) [Gicquel 2001, Lemrani 1995, Schmidt 1871]. Seule une synthèse de ces différents modèles est exposée ici.

Il existe différents types de moteurs dont le fonctionnement théorique est associé à un cycle de Stirling : moteurs Stirling *alpha*, *bêta*, *gamma*, moteurs Stirling à piston libre, à déplaceur libre, à piston et déplaceur libre, moteur à double effet, moteur rotatif, etc. Ces différentes architectures ne seront pas détaillées ici[78] ; elles n'influent pas fondamentalement sur le fonctionnement du cycle thermodynamique.

III.2.3.1 Le modèle idéal

Ce modèle, appelé "cycle de Stirling", ne correspond pas au cycle réel du fluide dans un moteur Stirling mais en constitue une description élémentaire. C'est à partir de ce premier modèle que sont construits les modèles de cycles plus élaborés.

Ce premier modèle suppose en effet, que :

- à tout instant, les conditions physiques du fluide sont homogènes en tout point ;
- le volume du régénérateur est nul ;
- le mouvement des pistons est discontinu.

Le cycle de Stirling est formé de deux transformations isothermes (1-2 et 3-4) et deux transformations isochores (2-3 et 4-1) (Figure 69). Les transformations isothermes sont réalisées lorsque le fluide entre alternativement en contact avec les sources chaude (3-4) et froide (1-2), par l'intermédiaire d'échangeurs de chaleur. Les transformations isochores sont réalisées lors du passage du fluide dans le régénérateur. Pour un régénérateur parfait, toute la chaleur cédée par le fluide dans un premier temps (4-1) est récupérée dans un second temps (2-3) sans variation de volume.

Les paramètres caractéristiques de ce cycle sont T_c et T_f, respectivement les températures des sources chaudes et froides ($T_c > T_f$), et V_m et V_M, respectivement les volumes minimal et maximal occupés par le gaz ($V_m < V_M$).

[78] Le lecteur trouvera plus d'informations sur le site Internet : *http://www.moteurstriling.com*

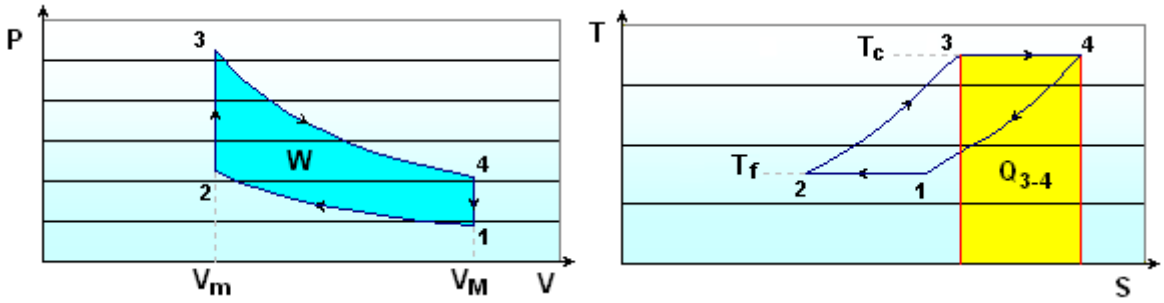


Figure 69 Le cycle de Stirling en représentation PV (gauche) et TS (droite)

En posant les paramètres adimensionnés, $k_s = \frac{T_c}{T_f}$ et $\varepsilon_s = \frac{V_M}{V_m}$, la chaleur absorbée à chaque cycle Q_c, qui correspond ici à la chaleur $Q_{3\text{-}4}$ absorbée par le fluide durant la phase de détente isotherme (3-4), vaut :

$$Q_{3-4} = n \cdot R \cdot T_c \cdot \ln\left(\frac{V_M}{V_m}\right) = n \cdot R \cdot T_c \cdot \ln(\varepsilon_s) \qquad (121)$$

Avec :

n	: Quantité de gaz dans le cycle	[mol]
R	: Constante des gaz parfaits ≈ 8,314	[J·K^{-1}·mol^{-1}]

et le travail net W fourni sur un cycle vaut :

$$W = -W_{1-2} - W_{3-4} = -n \cdot R \cdot T_f \cdot \ln(\varepsilon_s) + n \cdot R \cdot T_c \cdot \ln(\varepsilon_s) \qquad (122)$$

Le rendement η_s de ce cycle s'exprime comme le rapport entre le travail mécanique fourni et la chaleur reçue :

$$\eta_s = \frac{W}{Q_c} = \left| \frac{-n \cdot R \cdot T_f \cdot \ln(\varepsilon_s)}{n \cdot R \cdot T_c \cdot \ln(\varepsilon_s)} + 1 \right| \qquad (123)$$

d'où :

$$\eta_s = 1 - \frac{T_f}{T_c} = 1 - \frac{1}{k_s} \qquad (124)$$

Ce rendement, qui dépend uniquement de k_s, est identique à celui du cycle idéal de Carnot. Il constitue donc le meilleur rendement accessible pour une machine thermique ditherme.

III.2.3.2 Autres modèles de cycles simples

Les hypothèses formulées pour le cycle idéal, largement simplificatrices, rendent celui-ci peu pertinent pour représenter le cycle réel. En effet, sur un moteur réel, le régénérateur est imparfait (efficacité maximale de 0,9), les échanges avec les sources de température interviennent en dehors des phases de détente et de compression, le mouvement des pistons génère des pertes aérodynamiques. Plusieurs modèles de cycles simples font intervenir ces différents phénomènes.

Le *cycle à régénérateur imparfait* tient compte de l'imperfection du régénérateur. Cependant, ce cycle ne rend pas compte de l'existence d'un rapport volumique optimal pour lequel le rendement du moteur est maximal.

Le *cycle paraisotherme* prend en compte le fait que les échanges de chaleur avec les sources de chaleur n'ont pas lieu durant les phases de détente ou de compression du fluide, mais uniquement au cours du transvasement entre les deux espaces de détente et de compression. Ce modèle substitue ainsi aux transformations isothermes des phases de détente et de compression, des transformations adiabatiques suivies par des transformations isochores.

Le lecteur trouvera une description détaillée de ces deux premiers modèles dans l'annexe 5.

Le *modèle de Schmidt* [Schmidt 1871], qui constitue le modèle du 1er ordre le plus classique, est déjà suffisamment complexe pour aboutir à un système d'équations différentielles ne possédant pas de solution analytique.

III.2.3.3 Au delà des modèles du 1er ordre

Les *modèles du second ordre* s'appuient sur ceux du premier ordre, auxquels sont ajoutées différentes pertes, considérées comme indépendantes les unes des autres (régénération imparfaite, pertes dues au mouvement du déplaceur, pertes par pompage, pertes par variation de température de la structure du régénérateur, pertes par conduction, pertes dues aux frottement visqueux du gaz). Il s'agit de modèles découplés [Lemrani 1995].

Au *troisième ordre*, les pertes ne sont plus considérées comme indépendantes ; la modélisation fait intervenir des sous-éléments en interaction [Chen et Griffin 1983, Lemrani *op. cit.*].

III.2.3.4 Approches empiriques

Les scientifiques et ingénieurs qui se sont penchés sur la question du dimensionnement du moteur Stirling se sont heurtés à sa difficile modélisation, faisant intervenir un lourd formalisme [Qvale et Smith 1968, Rix 1988, Lemrani *op. cit.*][79]. Ils ont ainsi développé des règles de dimensionnement empiriques. Les plus utilisées sont celles de Beale [Walker 1980] et de West [West 1986]. Ces deux règles fournissent une expression de la puissance mécanique d'un moteur Stirling à partir des paramètres de construction et de fonctionnement du moteur.

- **La formule empirique de Beale :**

$$P = N_B \cdot \overline{p} \cdot f \cdot V_0 \qquad (125)$$

avec :

P	: Puissance mécanique nominale du moteur	[W]
N_B	: Nombre de Beale	[-]
$\overline{p}$	: Pression moyenne du fluide au cours du cycle	[Pa]
f	: Fréquence du moteur	[Hz]
V_0	: Volume de déplacement du piston de travail	[m^3]

N_B est un paramètre empirique valant environ 0,15 pour un moteur Stirling à fort différentiel de température. Pour son estimation, un abaque est fourni par [Walker *op.cit.*].

- **La formule empirique de West :**

$$P = W_N \cdot \overline{p} \cdot f \cdot V_0 \cdot \frac{T_E - T_C}{T_E + T_C} \qquad (126)$$

avec :

T_E	: Température de l'espace d'expansion	[K]
T_C	: Température de l'espace de compression	[K]
W_N	: Nombre de West	[-]

W_N est un paramètre empirique valant environ 0,25 pour des moteurs dont la puissance est comprise entre 5 et 150 kW et environ 0,35 pour des moteurs de puissance inférieure.

III.2.3.5 Synthèse de ces différentes approches

L'analyse de la littérature montre que les phénomènes mis en jeu lors du fonctionnement du moteur Stirling sont complexes. Les modèles les plus élaborés, qui prennent en compte ces phénomènes, permettent le calcul du rendement du cycle mais s'avèrent complexes et difficilement utilisables. D'autre part, la connaissance du rendement théorique du moteur est insuffisante pour en déduire son comportement réel. En effet, plusieurs sources de pertes d'énergie additionnelles affectent son rendement global, notamment les pertes mécaniques par frottement des parties mobiles

[79] Pour une bibliographie plus exhaustive sur le sujet, le lecteur pourra se reporter à [Raballand 2005].

(rendement mécanique η_m), et les pertes thermiques liées à l'efficacité η_{ech} de l'échangeur thermique utilisé pour mettre en contact la source de chaleur avec la zone de réchauffage du moteur.

La chaîne énergétique du moteur peut être représentée schématiquement comme sur la Figure 70.

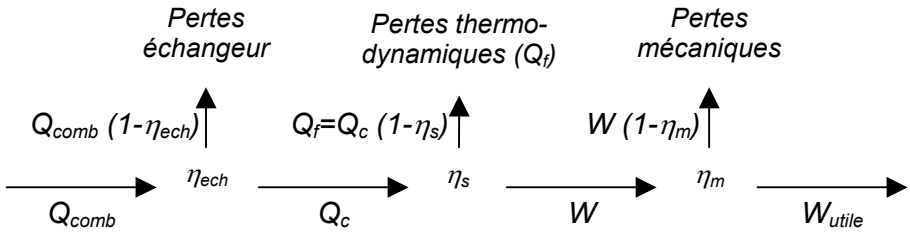


Figure 70 Chaîne énergétique schématique du moteur Stirling

L'énergie Q_{comb} fournie par le combustible en entrée se retrouve partiellement en bout de chaîne sous la forme d'un travail utile W_{utile}. Les pertes intermédiaires sont liées aux rendements de chaque étape. Le travail utile vaut :

$$W_{utile}=\eta_m \cdot \eta_s \cdot \eta_{ech} \cdot Q_{comb} \qquad (127)$$

Ce sont essentiellement les pertes thermodynamiques Q_f, évacuées par le refroidisseur, qui pourront être valorisées par un système de cogénération. L'énergie en entrée de chaîne Q_{comb} peut provenir de toute source de chaleur stable permettant d'atteindre une température suffisante au niveau du réchauffeur du moteur Stirling (aux alentours de 700 °C à 900 °C pour les moteurs du commerce), par exemple la combustion de tout type de combustible ou le rayonnement solaire concentré.

III.2.4 Micro-cogénération par moteur Stirling

Un système de micro-cogénération fondé sur un moteur Stirling est constitué d'une source de chaleur externe (chaudière ou concentrateur solaire), d'un moteur Stirling, d'une génératrice et d'un ou plusieurs échangeurs visant à récupérer la chaleur produite. Son architecture la plus courante est représentée sur la Figure 71.

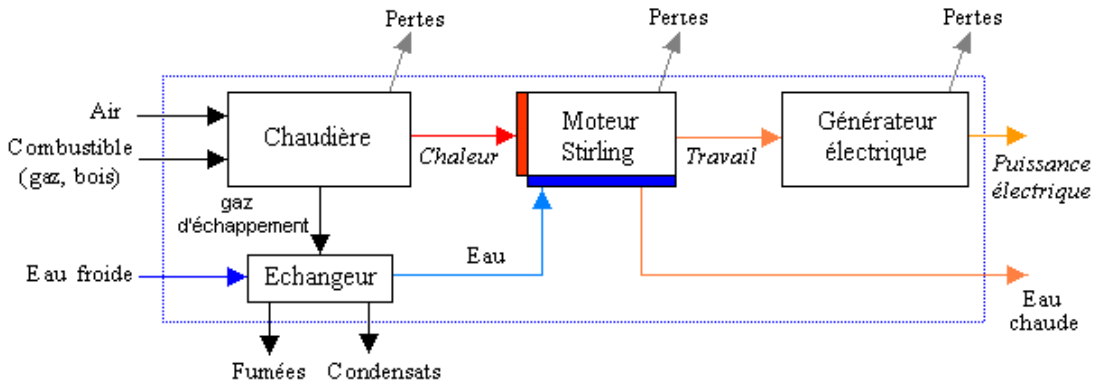


Figure 71 Schéma de principe d'un système de micro-cogénération à moteur Stirling

Dans un bâtiment, la source de chaleur est une chaudière qui peut être alimentée par divers types de combustibles : gaz, fioul, mais aussi agrocarburant, biogaz et bois. La chaleur est récupérée sur les gaz d'échappement à partir de l'eau froide de retour du circuit de chauffage. Une partie de la vapeur d'eau émise par la combustion est ainsi condensée dans l'échangeur. L'eau partiellement réchauffée, constituant la source froide, reçoit la chaleur Q_f émise par le moteur Stirling. La chaleur ainsi récupérée peut être utilisée pour la production d'eau chaude sanitaire (ECS) ou pour le chauffage du bâtiment. La force motrice du moteur est exploitée pour produire de l'électricité, par l'intermédiaire d'une génératrice. Cette électricité peut être soit consommée localement, soit exportée sur le réseau public d'électricité.

Les grandeurs caractéristiques du fonctionnement d'un tel système sont les rendements instantanés de récupération thermique η_{th} et de conversion électrique $\eta_{élec}$, auxquels s'ajoute la puissance d'autoconsommation électrique P_{auto}. η_{th} et $\eta_{élec}$ sont définis à partir du pouvoir calorifique *supérieur* du combustible (PCS). Leur valeur dépend de la structure et du dimensionnement du système, mais aussi de paramètres variables tels que la charge du système, la température d'entrée de l'eau de refroidissement, la consigne d'eau chaude, la qualité du combustible, etc. Ces rendements sont définis comme suit :

$$\eta_{th}=\frac{P_{th}}{\dot{Q}_{comb}}=\frac{\dot{m}_{eau}\cdot C_{p_{eau}}\cdot\left(T_c-T_f\right)}{\dot{m}_{comb}\cdot PCS_{comb}} \tag{128}$$

avec :

η_{th}	: Rendement thermique instantané	[-]
P_{th}	: Puissance thermique instantanée récupérée	[W]
$\dot{Q}_{comb}$	: Puissance instantanée du combustible consommé	[W]
$\dot{m}_{eau}$	: Débit massique instantané de l'eau dans le circuit secondaire	[kg.s^{-1}]
$C_{p_{eau}}$	: Capacité calorifique massique de l'eau	[J.kg^{-1}.K^{-1}]
T_c	: Température de l'eau chaude (départ)	[°C]
T_f	: Température de l'eau de refroidissement (retour)	[°C]
$\dot{m}_{comb}$	: Débit massique instantané du combustible consommé	[kg.s^{-1}]
PCS_{comb}	: Pouvoir calorifique supérieur du combustible	[J.kg^{-1}]

$$\eta_{élec}=\frac{P_{élec}}{\dot{Q}_{comb}}=\frac{U\cdot I}{\dot{m}_{comb}\cdot PCS_{comb}} \tag{129}$$

avec :

$\eta_{élec}$	: Rendement électrique brut instantané	[-]
$P_{élec}$	: Puissance électrique instantanée fournie par la génératrice	[W]
U	: Tension électrique aux bornes de la génératrice	[V]
I	: Intensité électrique délivrée par la génératrice	[A]

Le *taux de valorisation* de l'énergie η_{valor} est défini pour représenter la part de l'énergie qui a été valorisée par le système.

$$\eta_{valor}=\frac{P_{th}+P_{elec}}{\dot{Q}_{comb}}=\frac{P_{valor}}{\dot{Q}_{comb}} \tag{130}$$

$$P_{valor}=P_{th}+P_{elec} \tag{131}$$

Avec :

P_{valor}	: Puissance valorisée par le système de micro-cogénération	[W]

III.2.5 Chauffage aéraulique et micro-cogénération

Bien qu'il soit largement mis en œuvre sur les bâtiments passifs, le chauffage aéraulique est finalement très peu étudié. Le programme CEPHEUS (cf. § 1.2.4.1) portant sur des bâtiments performants a été l'occasion d'aborder la question [Haas et Dorer 2004 ; Feist *et al.* 2005]. Il a conclu que le chauffage aéraulique permettait de satisfaire les besoins de chauffage de logements passifs sans altérer le confort thermique. Enfin Entchev *et al.* (2004) présentent les résultats d'une étude du bilan énergétique d'un système de micro-cogénération à gaz équipant une maison individuelle. La configuration du système de chauffage y est analogue à celle retenue ci-après, cependant les aspects spécifiques du chauffage aéraulique n'y ont pas été approfondis.

III.2.6 Description de l'architecture du système modélisé

Comme tout système de chauffage, le système de chauffage aéraulique par micro-cogénération modélisé se compose de trois parties : source, distribution et émission de la chaleur.

L'unité de micro-cogénération (la **source** de chaleur) est refroidie par eau, le système de **distribution** est donc constitué d'un ou plusieurs circuits d'eau. Afin de décorréler les besoins instantanés d'eau chaude et de chauffage de la production de chaleur, qui sera plus efficace en production de base à puissance nominale, ce système de distribution comporte un **stockage** d'eau chaude (ballon de stockage). La présence de ce ballon permet d'assurer, en plus du chauffage, une production d'eau chaude sanitaire (ECS). Afin d'optimiser les performances du système, un ballon à stratification est retenu pour limiter le volume du ballon à chauffer. Enfin l'**émetteur** est constitué d'une ou plusieurs batteries d'échangeur eau-air, associées à un réseau de distribution de l'air de ventilation.

Comme pour les systèmes de chauffage à énergie solaire [Weiss *et al.* 2003], plusieurs architectures peuvent assurer les fonctionnalités d'une installation de ce type. Pour le cas spécifique de la micro-cogénération, le fabricant de micro-cogénérateurs SOLO propose une architecture avec plusieurs circuits en dérivation sur un circuit principal, et un ballon à quatre points d'entrée/sortie sans échangeur interne [SOLO 2007].

Finalement, l'architecture retenue comporte quatre circuits d'eau (Figure 72) : le circuit de refroidissement du micro-cogénérateur, le circuit de distribution de la chaleur jusqu'aux batteries d'échangeur eau-air et le circuit d'eau chaude sanitaire, subdivisé en deux par un échangeur eau-eau externe. Le ballon de stockage est donc en relation avec trois de ces circuits. La régulation du circuit de chauffage est supposée assurée par une loi d'eau (régulation en température) au niveau de l'émetteur. La régulation de la température d'eau chaude sanitaire est assurée par une vanne trois voies faisant intervenir l'eau de ville. Enfin, la régulation du circuit de refroidissement du générateur est assurée par le système de micro-cogénération, lui-même. Les modalités retenues sont celles qui ont été caractérisées sur banc d'essai (cf. § III.3).

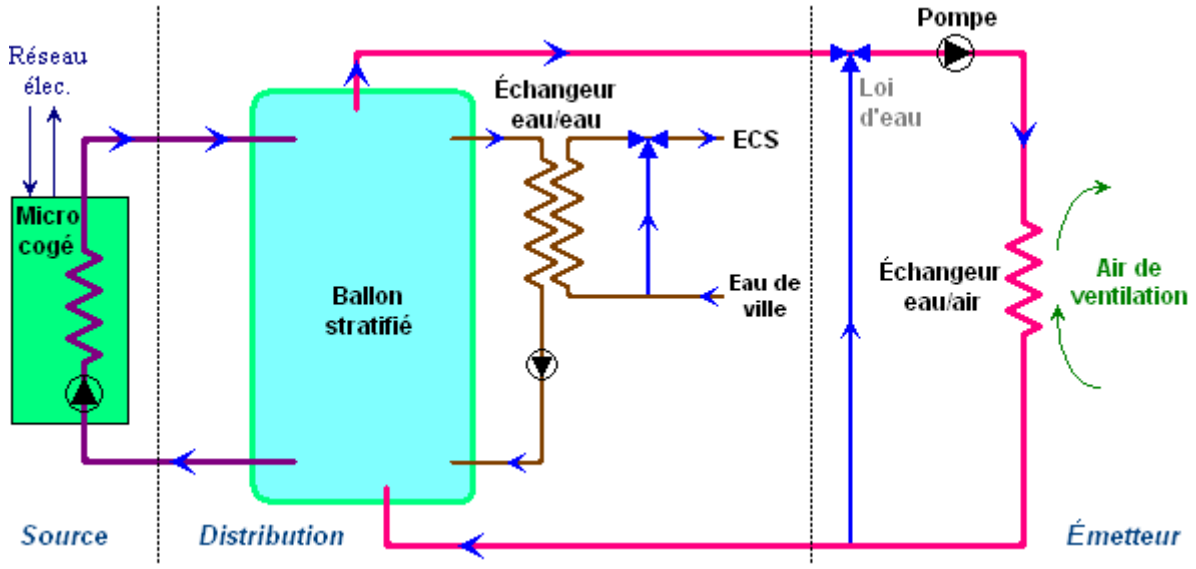


Figure 72 Architecture du système

L'architecture retenue ici n'est qu'une solution, relativement simple et réaliste, destinée à permettre la simulation du comportement du micro-cogénérateur en fonction des différentes contraintes de chauffage et de consommation d'eau chaude. D'autres choix auraient pu être faits, concernant notamment l'usage d'un échangeur interne sur le circuit d'ECS, la position des connexions sur le ballon, le type des régulations (asservissement des pompes, loi d'eau) et les paramètres de consigne associés. Un travail sur l'optimisation d'un tel système pourrait consister à comparer ces différentes solutions. Ne constituant pas l'objet de cette thèse, il n'a pas été traité ici mais pourra cependant en constituer un intéressant prolongement.

III.3 Caractérisation sur banc d'essai

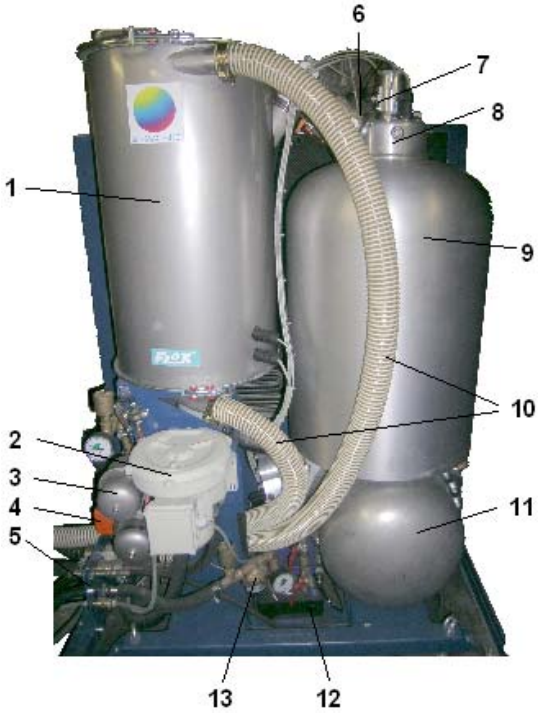
Les unités de micro-cogénération à moteur Stirling sont encore peu répandues et la littérature scientifique ou technique ne fournit pas de données suffisantes pour la modélisation du comportement de ce type d'équipement. Par conséquent, un banc d'essai a été mis en place par Bernard Aoun, alors doctorant au CEP, avec pour objectif la caractérisation du fonctionnement d'une unité de micro-cogénération à moteur Stirling. Cette expérimentation s'est déroulée entre l'été 2007 et janvier 2008, dans les locaux du Centre Énergétique et Procédés de l'École des Mines de Paris, dans le cadre du projet de recherche *Micro 15 kWh* du programme PREBAT de l'ANR.

III.3.1 L'unité de micro-cogénération à moteur Stirling

L'unité de micro-cogénération mise en œuvre sur le banc d'essai réalisé est du type « Sunmachine Pellet ». Elle a été choisie en raison de son petit dimensionnement, adapté aux besoins d'un logement individuel, et de sa disponibilité sur le marché. Cependant, en raison du manque de maturité de la technologie des systèmes de micro-cogénération à moteur Stirling au moment de l'expérimentation, l'équipement fourni n'était qu'une version pré-commerciale à la puissance bridée. De plus, la campagne d'essais a montré que sa régulation interne n'était pas optimale (cf. § III.3.5.1). Néanmoins, cette étude expérimentale a permis d'obtenir une connaissance plus précise du comportement d'un tel système.

III.3.1.1 Description

Les différents composants de l'unité de micro-cogénération sont présentés sur la Figure 73.



[1] *Réservoir de granulés*
[2] *Ventilateur d'extraction des fumées*
[3] *Vase d'expansion*
[4] *Vanne de remplissage granulé*
[5] *Platine de raccordement*
[6] *Déversoir des granulés (vis sans fin)*
[7] *Allumage*
[8] *Tête du brûleur et foyer*
[9] *Chambre de combustion*
[10] *Tuyau d'alimentation du réservoir de granulés*
[11] *Moteur Stirling et générateur électrique*
[12] *Echangeur à plaques*
[13] *Circulateur du circuit secondaire*

Figure 73 Vue de l'unité de micro-cogénération « Sunmachine Pellet »

Le combustible consommé par l'unité de micro-cogénération « Sunmachine Pellet » est le **granulé de bois**. Une vis sans fin assure l'alimentation du foyer en granulés, situé au sommet de la chambre de combustion. Le foyer, porté à 650 °C, assure la gazéification des granulés. Il est surmonté d'un brûleur alimenté en air, qui assure la combustion du gaz dans la chambre de combustion. La chaleur est transmise à la partie haute du moteur Stirling par l'intermédiaire d'échangeurs thermiques. Le moteur, de type alpha, entraîne une génératrice qui **produit le courant électrique**. Celui-ci est d'abord redressé puis converti en courant triphasé par un onduleur. Il peut être directement injecté sur le réseau public d'électricité. Le moteur et les fumées sont refroidis à l'aide de deux échangeurs à eau assurant ainsi la **production d'eau chaude** qui pourra assurer les besoins d'eau chaude sanitaire ou de chauffage du bâtiment.

Lors de son utilisation l'unité de micro-cogénération consomme une quantité non-négligeable d'électricité, notamment pour assurer la circulation de l'eau, l'approvisionnement en granulé de bois, le préchauffage électrique du brûleur, l'extraction des fumées ou la veille du bloc électrique. L'évaluation de cette *autoconsommation* est indispensable, puisque celle-ci va altérer le bilan électrique global de la machine. Un double raccordement électrique au réseau permet de mesurer distinctement la fourniture et la consommation d'électricité. En pratique, ce mode de raccordement est privilégié lorsque le prix de vente de l'électricité est supérieur à son prix d'achat, de manière à améliorer le bilan économique de l'opération.

III.3.1.2 Structure interne

La structure interne de l'unité de micro-cogénération n'est pas décrite précisément par le constructeur. Néanmoins, l'observation de l'appareil et l'analyse des mesures fournies par son afficheur intégré (Tableau 28) ont permis de la reconstituer (Figure 74).

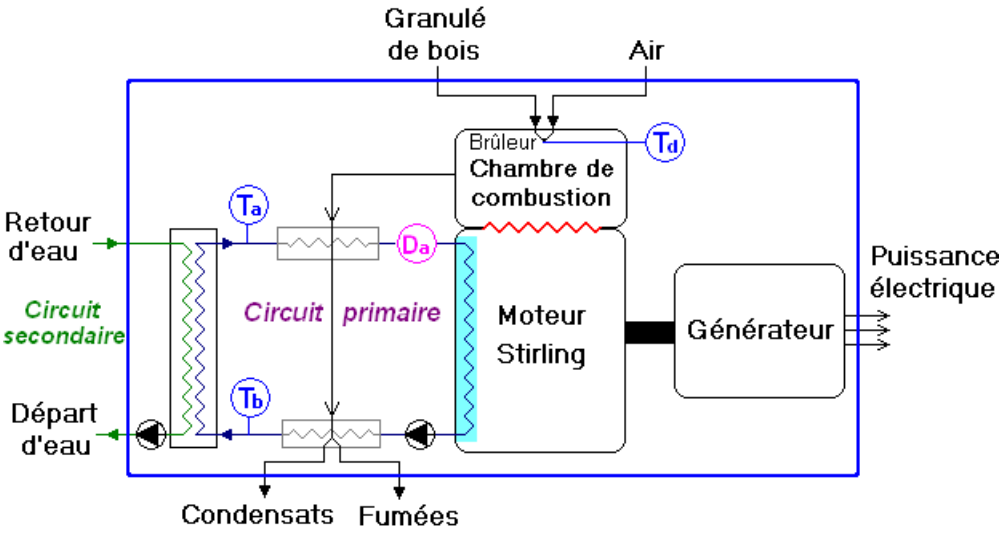


Figure 74 Schéma reconstitué de la structure interne de l'unité de micro-cogénération

Notation	Grandeur mesurée
T_a	Température d'eau froide
T_b	Température d'eau chaude
T_d	Température du brûleur
D_a	Débitmètre du circuit primaire

Tableau 28 Principales données de l'afficheur

La source chaude du moteur Stirling se trouve en contact thermique avec la chambre de combustion. Le refroidissement est réalisé par une boucle d'eau — le « circuit primaire ». Une pompe assure un débit quasi-constant dans le circuit primaire, d'une valeur élevée (de l'ordre de 630 $l.h^{-1}$), afin de toujours récupérer un maximum de la chaleur du moteur et des fumées. L'échangeur principal, séparant le circuit secondaire du circuit primaire, est surdimensionné afin de ne pas limiter l'échange. L'appareil intègre une pompe à deux vitesses, destinée à la régulation de la température de départ d'eau du circuit secondaire. La position du récupérateur de chaleur sur les fumées n'est pas précisément connue, c'est pourquoi ses deux positions possibles ont été indiquées, en gris, sur la Figure 74.

III.3.1.3 Caractéristiques

Les caractéristiques de la machine fournies par le constructeur (Tableau 29) ne correspondent pas exactement aux caractéristiques réelles du prototype installé sur le banc d'essai. En effet, sur ce prototype, la puissance du brûleur est bridée à environ 10 kW et la puissance électrique maximale est de l'ordre de 2 kW.

Caractéristiques	Valeurs
Puissance électrique	de 1,5 à 3 kW
Puissance thermique	de 4,5 à 10,5 kW
Rendement électrique	de 20 à 25 %
Rendement global	90 %
Température de sortie maximale	70 °C
Température de retour optimale	< 30 °C
Masse	environ 350 kg
Dimensions (Longueur/largeur/Hauteur)	800/1200/1600 (mm)
Puissance du brûleur	de 7,5 à 14 kW
Cylindrée du moteur	520 cm^3
Vitesse de rotation du moteur	de 500 à 1000 tr/min
Gaz de travail	Diazote (N_2)
Pression moyenne du gaz de travail	33 bar
Rendement thermo-mécanique du moteur	de 33 à 36 %
Rendement maximal de l'onduleur	95,7 %

Tableau 29 Caractéristiques de l'unité de micro-cogénération

III.3.2 Description des composants du banc d'essai mis en œuvre

Le banc d'essai comporte, outre l'unité de micro-cogénération, un circuit d'eau, et divers instruments destinés au mesurage les différents flux de matière et d'énergie échangés au cours du temps : consommation de bois, admission d'air, fumées évacuées, puissances électriques produite et consommée, chaleur récupérée pour le chauffage d'eau (Figure 75).

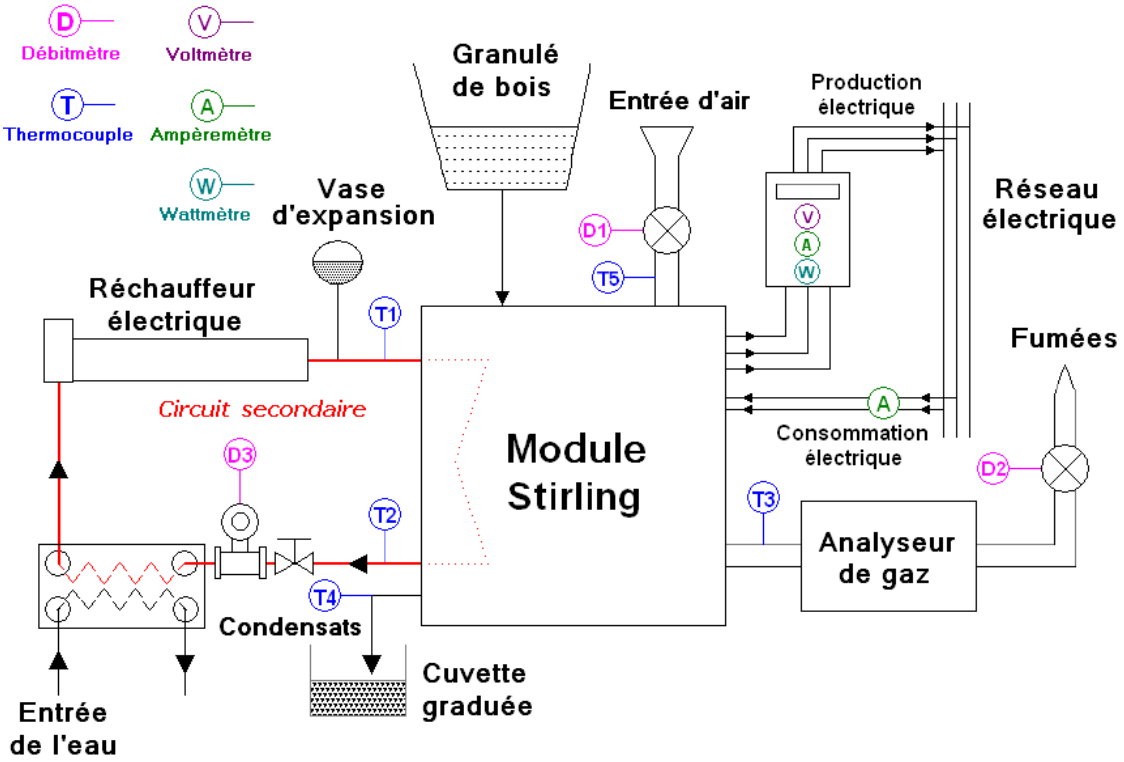


Figure 75 Schéma de principe du banc d'essai

Le circuit d'eau — correspondant au « circuit secondaire » — doit permettre le contrôle de la température de l'eau de retour. Il est composé d'un échangeur de chaleur à plaques et d'un réchauffeur de fluide en circulation. L'eau de chauffage sortant de la machine est refroidie à une température inférieure à 30°C dans l'échangeur à plaques à eau perdue puis réchauffé par le réchauffeur électrique selon une consigne de température réglable afin de simuler la température en sortie d'un ballon de stockage et d'évaluer les performances de la machine pour plusieurs températures d'eau en entrée de la machine.

L'instrumentation comporte :

- cinq thermocouples mesurant les températures de l'eau en entrée et sortie du circuit secondaire, des fumées, de l'air en entrée et des condensats
- un wattmètre mesurant la puissance électrique fournie au réseau électrique public par le système de cogénération
- un ampèremètre mesurant l'intensité de l'électricité consommée à partir du réseau
- trois débitmètres mesurant les débits de l'eau circulant dans le circuit secondaire, le débit des fumées et le débit de l'air en entrée de la machine
- un analyseur de gaz mesurant la composition des fumées

Les différents composants du banc d'essai sont présentés en détail dans l'annexe 6.

Un programme d'acquisition et de contrôle, réalisé par Bernard Aoun, doctorant au CEP, est associé à une interface graphique pour la visualisation des différentes valeurs mesurées (Logiciel *LabWindows/CVI*).

III.3.3 Liste des paramètres mesurés

Les paramètres mesurés sont issus de deux sources différentes. La première source est l'afficheur de l'unité de cogénération (Tableau 30 et Figure 76) — cette dernière intégrant divers points de mesure — et la deuxième est constituée par l'ensemble des instruments de mesure intégrés au banc d'essai (Tableau 31).

Notation	Grandeur affichée	Symbole sur la Figure 74
P_{th}	Chaleur instantanée fournie par l'unité de micro-cogénération	
$P_{élec}$	Puissance électrique instantanée produite	
--	Température du foyer	Td
$T_{fumées}$	Température des gaz d'échappement	
--	Détecteur de braise : mesure l'intensité lumineuse du lit de braises	
--	Lambda : quantifie l'excédent d'oxygène dans le gaz d'échappement.	
--	Température de l'eau en sortie de l'échangeur.	Tb
--	Température de l'eau en entrée de l'échangeur	Ta
$\dot{m}_{eau}$	Débit de l'eau circulant dans le circuit primaire	Da
--	Indicateur du niveau d'extraction des fumées	
--	Etat du système : état actuel du brûleur et de l'aspiration	
--	Etat de sécurité : indique les dérangements de machine	

Tableau 30 Les capteurs intégrés à l'unité de micro-cogénération

Notation sur la Figure 75	Grandeur mesurée	Instrument
T1	Température de retour de l'eau de chauffage	Thermocouple type K
T2	Température de départ de l'eau de chauffage	Thermocouple type K
T3	Température de sortie des fumées	Thermocouple type K
T4	Température des condensats	Thermocouple type K
T5	Température d'entrée de l'air	Thermocouple type K
D1	Débit de l'air ambiant à l'entrée du moteur Stirling	Débitmètre massique
D2	Débit des fumées	Débitmètre massique
D3	Débit de l'eau de chauffage	Débitmètre volumique
P1	Pression de l'eau dans le circuit de chauffage	Inutilisé

Tableau 31 Les capteurs du banc d'essai

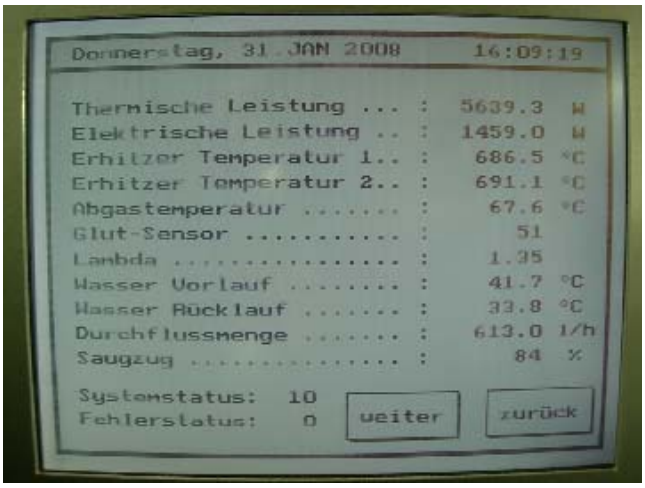


Figure 76 Afficheur de l'unité de micro-cogénération (en allemand)

III.3.4 Stratégie des essais

L'objectif des essais est d'établir les rendements du système pour divers points de fonctionnement. Pour calculer ces rendements, les différentes grandeurs apparaissant dans les équations (128) et (129) sont mesurées (Tableau 32). La mesure des débits de production des cendres et des condensats ne peut être réalisée du fait que ceux-ci sont partiellement mélangés aux fumées. La mesure de la masse des granulés de bois consommés par unité de temps sur le banc $\dot{m}_{bois}$ présente une incertitude élevée puisque qu'elle ne peut être réalisée que sur des intervalles de temps suffisamment longs pour que la masse consommée soit significative. Les valeurs estimées sont donc des valeurs moyennes.

Notation	Paramètres de l'acquisition	Méthode de mesure
$\dot{m}_{eau}$	D3	Débitmètre électromagnétique
T_c	T2	Thermocouple de type K
T_f	T1	Thermocouple de type K
$\dot{m}_{comb}$	--	Balance électronique Estimation de la valeur moyenne
$P_{élec}$	W	Wattmètre électronique
$\dot{m}_{fumées}$	D2	Débitmètre massique
$\dot{m}_{air}$	D1	Débitmètre massique Inutilisable en pratique
$\dot{m}_{cendres}$	--	Pas de possibilité de mesure
$\dot{m}_{condensats}$	--	Cuvette graduée

Tableau 32 Paramètres mesurés sur le banc d'essai

Une méthode d'estimation plus fine de cette masse consisterait à établir des bilans massiques sur les espèces entrant et sortant de l'unité de cogénération. Les résultats de cette estimation seraient analysés en parallèle pour bien évaluer la masse du bois brûlée instantanément dans la chambre de combustion. Cependant, en raison de la complexité de la mesure de l'air entrant, des condensats et des cendres, cette méthode n'a pu être adoptée. Deux autres méthodes ont été retenues pour l'estimation de la masse du bois consommée durant le fonctionnement de la machine.

La première méthode consiste à faire fonctionner la machine sur une durée relativement longue avec un régime de fonctionnement le plus stable possible. La mesure de la quantité de bois consommée sur cette période permet d'en déduire une valeur moyenne de la puissance du brûleur $\overline{P_{brûleur}}$. Cette méthode a été appliquée au § III.3.5.1.3.

$$\overline{P_{brûleur}} = \frac{m_{comb} \cdot PCS_{comb}}{\Delta t_{fonc}} \quad (132)$$

avec :

m_{comb} : Masse de granulés consommée durant la phase de fonctionnement [kg]

Δt_{fonc} : Durée de la phase de fonctionnement [s]

La deuxième méthode consiste à déduire la puissance du brûleur à partir des mesures du débit et de la composition des fumées et de l'équation de combustion du bois. Cette méthode a été appliquée au § III.3.5.1.5.

III.3.5 Essais réalisés

Plusieurs séries d'essais ont été menées :

- Deux séries d'essais (S1 et S2) visant à caractériser les rendements électrique et thermique pour un jeu de température d'entrée d'eau et de température de consigne donné. Pour la série S1, la régulation de la température d'entrée d'eau y a été assurée par le réchauffeur installé sur le banc d'essai. Pour la série S2, la régulation de la température d'entrée d'eau a été réalisée manuellement.
- Une série (FR) visant à caractériser le processus de démarrage à froid de la machine.
- Une série (CH) visant à caractériser le redémarrage à chaud.
- Une série (AR) visant à caractériser le processus d'arrêt de la machine.

III.3.5.1 Caractérisation de la phase de fonctionnement stabilisé

III.3.5.1.1 Caractérisation du fonctionnement et des modes de régulation de la machine

Lors de la série S1, une forte instabilité de la régulation de la température d'entrée d'eau a été observée, rendant l'évaluation des puissances électriques et thermiques fournies peu précises. En effet, la régulation du débit d'eau dans le circuit secondaire est non linéaire (utilisation d'une pompe à deux vitesses) tandis que la puissance fournie par le réchauffeur est régulée de façon linéaire par un PID à forte inertie. Le couplage des deux régulations est à la source de l'instabilité relevée sur tous les essais de la série. Les phases de fonctionnement « stabilisé » s'avèrent donc fortement oscillantes. En particulier, la température en entrée de la machine varie rapidement dans le temps ; par exemple, sur la Figure 77 obtenue pour les consignes T_f = 40 °C et T_c = 50 °C, la température en entrée oscille régulièrement entre 35 °C et 45 °C avec une période d'environ 4,5 minutes. Ceci ne correspond pas à un cas réel où la température de l'eau en sortie d'un ballon de stockage varierait lentement et de façon monotone.

La suppression du réchauffeur et la régulation manuelle de la température d'entrée d'eau ne suffisent pas à régler le problème : la régulation du débit d'eau demeure oscillante. Cependant, la limitation de la plage des débits accessibles dans le circuit secondaire (170 $l.h^{-1}$ au minimum et 518 $l.h^{-1}$ au maximum) impose une contrainte sur l'élévation de température que peut fournir l'unité de micro-cogénération. En effet, à puissance nominale, l'élévation maximale de température $\Delta T\big|_{\max}$ est obtenue pour le débit de circulation minimal $\dot{m}_{eau}\big|_{\min}$.

$$\Delta T\big|_{\max} = \frac{P_{th_nom}}{\dot{m}_{eau}\big|_{\min} \cdot C_p} \quad (133)$$

Ainsi, lorsque la température de consigne de l'eau en sortie n'est pas atteinte, le débit reste minimal et les puissances électrique et thermique sont alors beaucoup plus stables. Sur la Figure 78, obtenue pour une température d'entrée d'eau maintenue manuellement à 48 °C et une température de consigne en sortie de 75 °C, l'élévation maximale de température étant d'environ 25 °C, la

température effective de l'eau en sortie ne dépasse pas 74 °C (inférieur à la consigne) et le débit de circulation demeure donc à son niveau minimal.

En pratique, ce cas sera observé lors de la montée en température du ballon d'eau chaude. Il s'agit donc d'un cas réaliste qu'il a semblé particulièrement intéressant d'étudier (série S2).

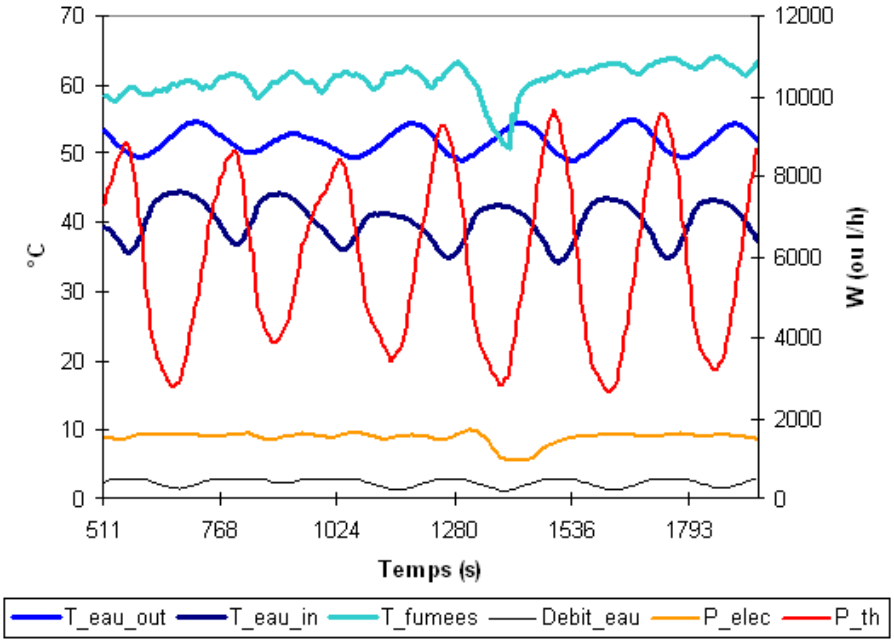


Figure 77 Oscillations relevées sur un régime « stabilisé » (série S1)

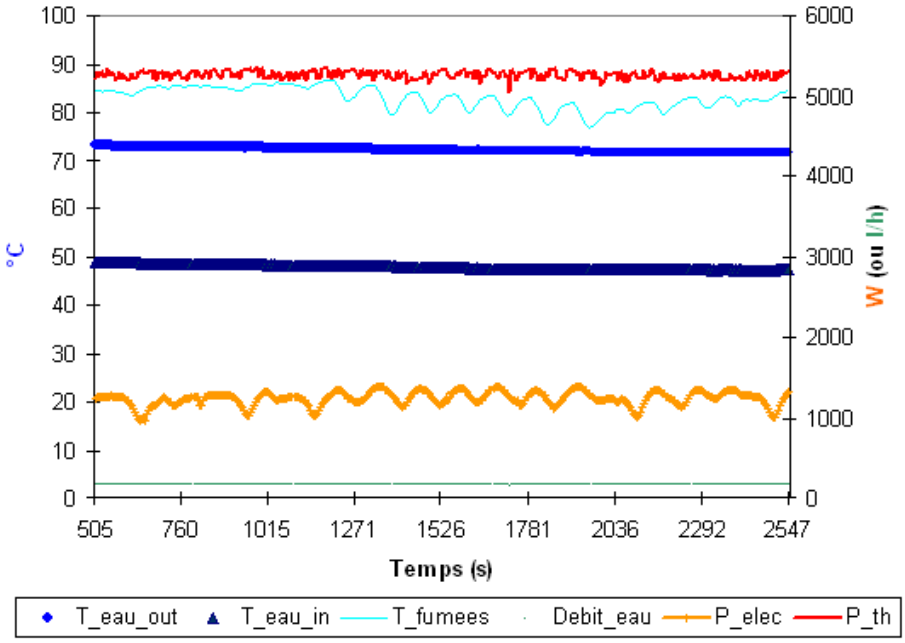


Figure 78 Relevés sur un régime « stabilisé » (Série S2)

III.3.5.1.2 Puissances thermique et électrique

Dans le cas d'un régime de fonctionnement stable non oscillant (série S2), il a été possible d'établir des corrélations pour les puissances thermiques et électriques en fonction de la température d'entrée d'eau T_f (Figure 79). Ces corrélations sont assez peu précises car, selon les essais, les puissances observées ont pu varier de façon importante. Ceci s'explique notamment par la grande inertie thermique de l'ensemble du système : l'état d'équilibre n'est atteint qu'au bout de plusieurs

heures de fonctionnement en régime « stabilisé ». Lors des essais, les contraintes temporelles n'ont généralement pas permis d'atteindre cet équilibre.

Les lois qui sont retenues pour la modélisation sont (températures en °C) :

$$P_{th}(T_f) = 5873 - 17{,}6 \cdot T_f \quad (134)$$

$$P_{elec}(T_f) = 1602 - 6{,}52 \cdot T_f \quad (135)$$

Ces puissances sont majorées sur la plage des températures d'entrée les plus basses : 5 400 W pour la puissance thermique et 1 380 W pour la puissance électrique. De plus, du fait que l'écart de température est fixé, la puissance ne dépend pas de T_c .

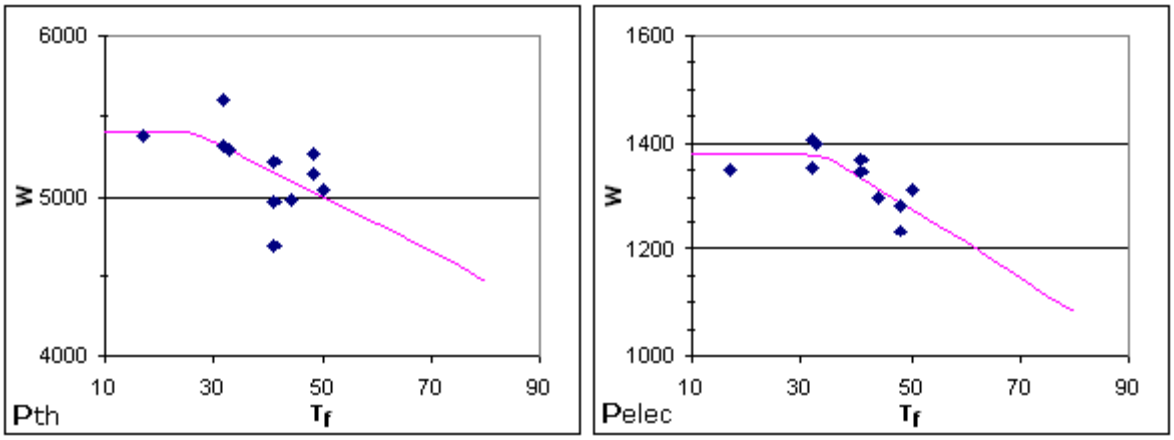


Figure 79 Corrélations sur les puissances thermique (à g.) et électrique (à d.) en fonction de la température d'entrée d'eau (Série S2)

Ces résultats montrent que les performances de la micro-cogénération diminuent au fur et à mesure du réchauffement du ballon de stockage.

III.3.5.1.3 Consommation de combustible

Une mesure de la consommation des granulés de bois a été réalisée sur une longue période de fonctionnement à pleine puissance (13,91 kg en 7,10 h, soit 0,544 g.s^{-1}). En considérant un pouvoir calorifique supérieur (PCS) de 19 300 kJ.kg^{-1} pour les granulés de bois utilisés[80] et une combustion complète, la puissance libérée au brûleur est de 9,8 kW$_{\mathbf{PCI}}$ ou 10,5 kW$_{PCS}$. À partir des puissances thermique et électrique maximales fournies par la machine (Figure 79), il est possible de calculer les rendements bruts de valorisation (cf. Tableau 33, pour une température d'entrée d'eau de 30 °C environ).

	Puissance combustible (kW)	**Puissance thermique** (kW)	**Puissance électrique** (kW)	**Rendement thermique brut** η_{th}	**Rendement électrique brut** $\eta_{élec}$	**Taux de valorisation** η_{valor}
PCI	9,8	5,2	1,4	53,8 %	14,3 %	68,1 %
PCS	**10,5**	**5,2**	**1,4**	**49,5 %**	**13,3 %**	**62,8 %**

Tableau 33 Rendements optimaux bruts pour l'unité de micro-cogénération

III.3.5.1.4 Consommation électrique

Le rendement électrique net doit tenir compte de la consommation électrique des auxiliaires (pompes, ventilateurs et moteurs). Celle-ci, mesurée lors du fonctionnement stabilisé de l'unité de micro-cogénération, vaut 220 W.

[80] Le pouvoir calorifique inférieur (PCI) est de 18 000 kJ.kg^{-1}, soit un rapport PCI/PCS de 0,933 environ.

III.3.5.1.5 Analyse de la composition des fumées et nouveau calcul de consommation du combustible

L'analyseur de gaz utilisé permet le relevé en temps réel du facteur d'air[81] (ou lambda) et des teneurs en monoxyde de carbone (CO), en dioxyde de carbone (CO_2), en dioxygène (O_2) et en hydrocarbures imbrûlés (HC) (Figure 80). L'observation de l'évolution de ces différents paramètres sur une phase de fonctionnement stabilisé de l'unité de micro-cogénération montre une fluctuation permanente : l'irrégularité de la combustion des granulés de bois et la régulation de l'arrivée d'air induisent un comportement oscillant autour d'une valeur de consigne λ = 1,5. Il semble donc délicat de chercher à interpréter les valeurs observées. Néanmoins, autour de la valeur de consigne du facteur d'air, les taux observés sont proches des taux théoriques de la combustion du bois.

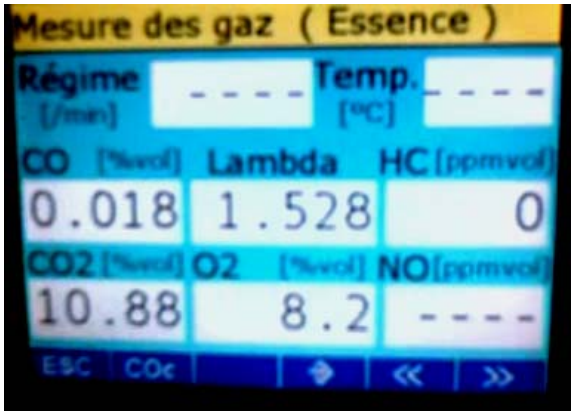


Figure 80 Afficheur de l'analyseur de gaz

Le débit massique des fumées a été calculé, en fonction du facteur d'air, à partir du débit de combustion de bois calculé plus haut, à l'aide d'un modèle de combustion du bois issu du National Institute of Standard and Technologies (NIST, États-Unis d'Amérique) (Figure 81).

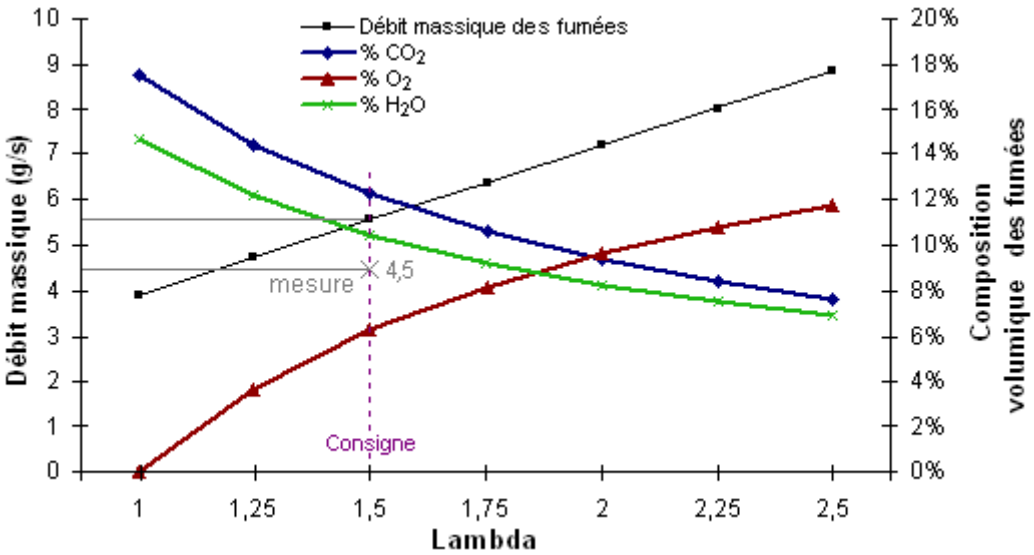


Figure 81 Composition et débit massique des fumées pour différents facteurs d'air

Ce calcul est réalisé à partir de la mesure du débit volumique des fumées et l'analyse de la composition des fumées par l'analyseur de gaz. Pour une température de 65 °C, le débitmètre des fumées D1 relève une valeur de 260 $l.min^{-1}$. Le Tableau 34 donne les différentes valeurs calculées de la composition et du débit des fumées. D'après le modèle de combustion du bois, pour λ = 1,5, la

[81] *Facteur d'air* : dans une réaction de combustion, représente le rapport entre le volume d'air réellement introduit et le volume d'air stœchiométrique.

combustion d'1 g de bois produit 9,99 g de fumées. Ainsi le débit calculé (4,5 $g.s^{-1}$) correspond à une consommation de bois de 0,45 $g.s^{-1}$.

	Composition molaire (%)	**Pression partielle** (kPa)	**Densité** ($kg.m^{-3}$)	**Débit massique** ($g.s^{-1}$)
CO_2	12,2	12,25	0,067	--
H_2O	10,4	10,47	0,191	--
N_2	71,0	70,98	0,707	--
O_2	6,3	6,28	0,071	--
Fumées	100	100	1,037	4,5

Tableau 34 Composition et débit des fumées

L'écart de 0,1 $g.s^{-1}$ entre les valeurs de la consommation instantanée de bois issue de la mesure des fumées (0,45 $g.s^{-1}$) et la valeur moyenne issue de la mesure du bois consommé (0,544 $g.s^{-1}$) est due à plusieurs sources d'imprécisions :

- Imprécision sur la mesure du débit et de la composition des fumées (fortes fluctuations)
- Imprécision sur la mesure de la masse de granulés (pesée et remplissage)
- Consommation de bois plus élevée durant la période de démarrage, où la combustion n'est pas parfaite.

C'est la valeur moyenne (0,544 $g.s^{-1}$) qui est considérée par la suite dans les calculs.

III.3.5.2 Caractérisation du processus d'arrêt

La température au foyer, l'électricité consommée et divers autres paramètres ont été observés au cours du processus d'arrêt de l'unité de micro-cogénération.

Il s'avère que l'arrêt se déroule en quatre phases distinctes (Figure 82) :

I. Une phase très courte de production électrique sans injection de bois dans la chambre de combustion.

II. Une phase où la chaleur est rapidement évacuée par les gaz d'échappement et par les circuits d'eau primaire et secondaire.

Quand la température au foyer redevient inférieure à 250 °C, l'évacuation des fumées est arrêtée.

III. Une phase où la chaleur est évacuée par le circuit d'eau primaire et secondaire.

Quand la température au foyer devient inférieure à 200 °C, la circulation d'eau dans les circuits primaire et secondaire est arrêtée.

IV. Une phase de retour à la température ambiante par conduction et convection naturelle.

Durant les phases I, II et III, il y a circulation de l'eau dans le circuit secondaire, donc la chaleur évacuée par le circuit d'eau est injectée dans le ballon et valorisée. La puissance thermique demeure constante durant la phase I puis diminue rapidement (–16 400 $W.h^{-1}$) pendant les 13 premières minutes de la phase II puis plus lentement (–1 100 $W.h^{-1}$) jusqu'à atteindre 0 W. De plus, durant la phase I, le moteur tourne toujours. Il y a donc une production d'électricité, qui représente environ 85 Wh.

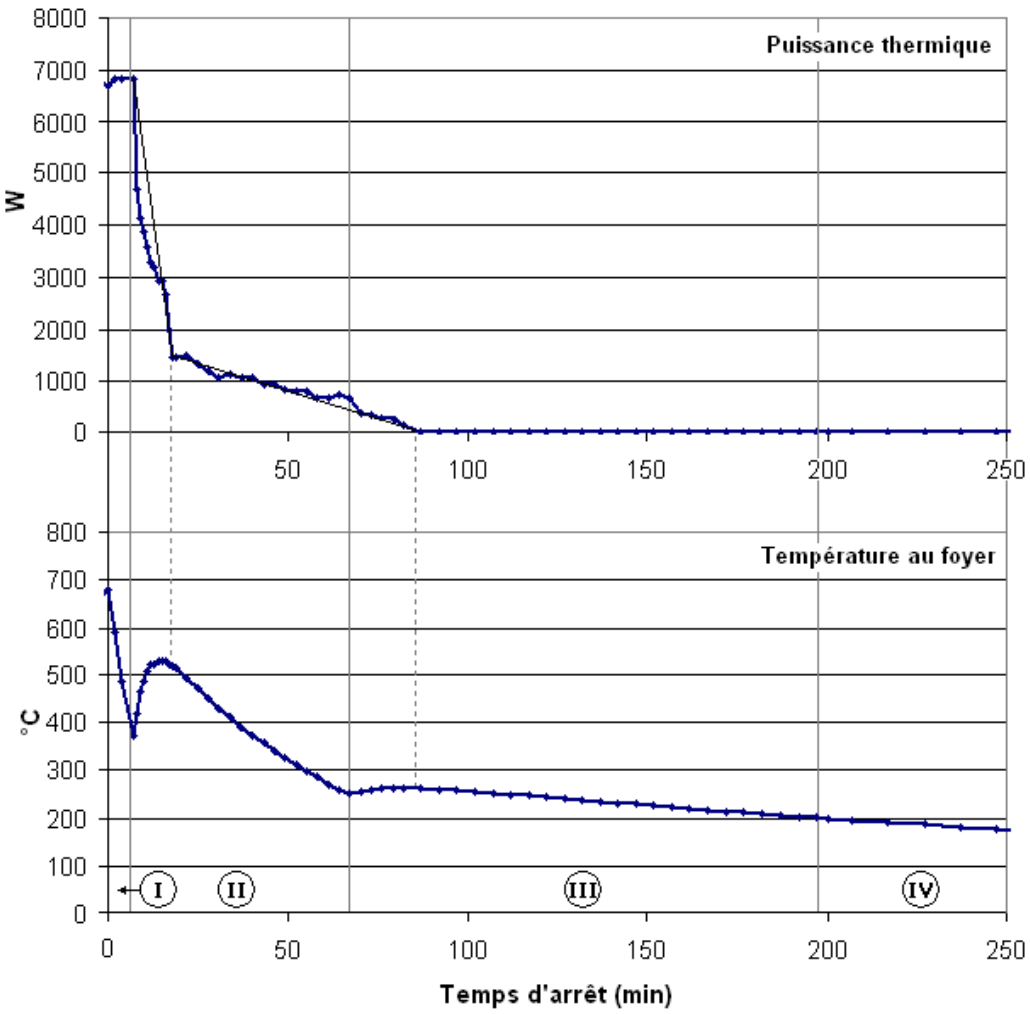


Figure 82 Puissance thermique et température au foyer relevées en fonction du temps lors du processus d'arrêt

La caractérisation de chaque phase est présentée dans le Tableau 35. Les puissances consommées ont été mesurées pour chacune des phases. Il faut noter que, si la consommation électrique la plus importante a lieu lors des phases I et II, la phase IV, qui peut être très longue, est associée à une puissance consommée faible mais non nulle (22 W). Cette consommation, correspondant à la veille de l'onduleur, représente la consommation minimale de l'unité de micro-cogénération. Sur l'année, cette consommation s'élève à 192 kWh, soit l'équivalent de la production électrique de l'unité pendant plus de 5 jours de fonctionnement à pleine puissance. Cette consommation n'est donc pas négligeable.

	Temp. initiale (°C)	**Durée** (min)	**Type d'évolution de la température**	**Paramètre**	**Puissance conso. élec.** (W)	**Conso. élec.** (Wh)	**Conso. élec. cumulée** (Wh)
Phase I	650	6	linéaire	-2 500 °C/h	374	37	37
Phase II	400	60	variable	-	374	374	411
Phase III	250	133	variable	-	66	146	557
Phase IV	200	durée indéterminée	exponentielle	Constante de temps : 6,16 h	22	-	-

Tableau 35 Caractérisation des différentes phases du processus d'arrêt

III.3.5.3 Caractérisation du processus de démarrage

Le processus de démarrage a été étudié pour les cas de démarrage à froid et de démarrage à chaud.

III.3.5.3.1 Démarrage à froid

Le démarrage a froid se déroule selon deux phases distinctes. D'abord, une **phase de chauffage électrique** permet d'élever la température du foyer jusqu'à une température de consigne (entre 250 °C et 350 °C). Ensuite, une **phase de combustion du bois** au niveau du foyer permet d'atteindre rapidement la température nécessaire au démarrage du moteur Stirling (650 °C).

Les trois essais qui ont été réalisés, se distinguent par la consigne de démarrage de la combustion et la température initiale : FR1 (250 °C et 59 °C), FR2 (250 °C et 66 °C) et FR3 (350 °C et 23 °C) (Figure 83). Les deux phases s'y distinguent nettement par des dynamiques différentes : un chauffage lent pour la première phase et un chauffage rapide pour la seconde. Durant la première phase, les courbes sont superposables ce qui signifie que la dynamique est identique sur les trois essais. Seules les conditions de température initiale et de température de consigne expliquent les différences relevées sur les durées de cette phase (de 43 à 63,3 minutes). Cette première phase pourra être modélisée par une branche d'hyperbole.

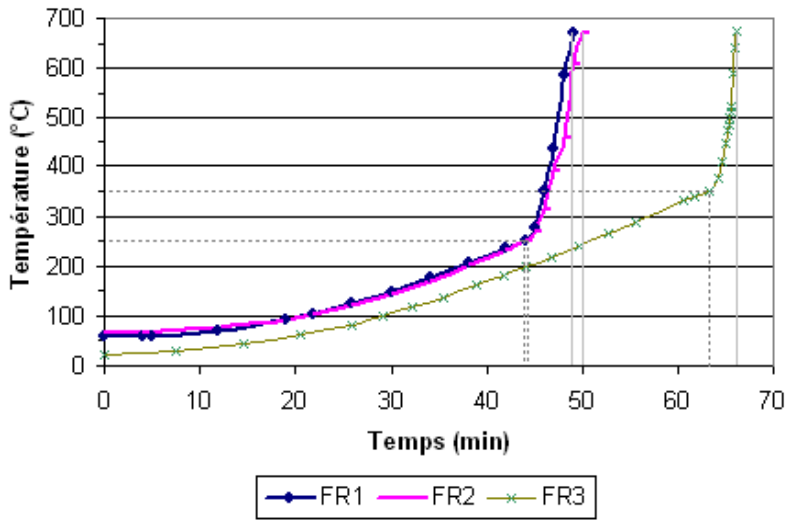


Figure 83 Température au foyer au cours du démarrage à froid

Durant ces deux phases, le moteur Stirling est arrêté, par conséquent la production électrique est nulle. En revanche, la consommation électrique y est importante. La puissance électrique consommée dépend de la phase considérée. Durant la phase de chauffage électrique, elle s'élève à 2 354 W (consommation des résistances électriques), excepté durant environ 4 minutes, lors de l'aspiration des granulés de bois, où les résistances sont arrêtées (puissance réduite de 1 595 W). Durant la phase de combustion, la puissance consommée redescend à 220 W, ce qui correspond à la consommation des moteurs et des pompes du système uniquement.

	Température initiale (°C)	**Durée phase 1** (min)	**Durée phase 2** (min)	**Durée totale** (min)	**Conso. élec. phase 1** (Wh)	**Conso. élec. phase 2** (Wh)	**Conso. élec. total** (Wh)
FR1	59	43	6	**49**	*1610*	*22*	***1632***
FR2	66	44	6	**49**	*1649*	*22*	***1671***
FR3	23	63,3	3	**66,3**	*2401*	*11*	***2412***

Tableau 36 Durées mesurées et consommations électriques calculées (*en italique*) lors du démarrage à froid

La phase 1 du démarrage est prépondérante : elle est longue et représente plus de 98 % de la consommation électrique sur l'ensemble du processus de démarrage. Sa durée dépend de l'écart entre la température initiale de la chambre de combustion et la température de consigne, où la combustion du bois va démarrer.

III.3.5.3.2 Démarrage à chaud

Pour pouvoir relancer le processus de démarrage après le déclenchement du processus d'arrêt de la machine, la température au niveau du foyer doit être inférieure ou égale à 400 °C. Par conséquent, les conditions du redémarrage sont conditionnées par l'état de la machine durant le processus d'arrêt. Durant la phase 1 et une partie de la phase 2 de l'arrêt, la température du foyer est supérieure à 400 °C, le démarrage y est donc impossible. Durant les phases suivantes, la température du foyer descend sous la limite des 400 °C, le démarrage peut donc intervenir. La durée minimale du démarrage est alors d'environ 28 minutes, car le déclenchement de la phase 2 du démarrage (combustion du bois) n'intervient que lorsque la luminosité mesurée au niveau du foyer par le détecteur de braises atteint un niveau suffisant. Cette montée en luminosité dure environ une trentaine de minutes.

La Figure 84 illustre le cas d'un redémarrage avant la fin de la phase 2 pour l'essai CH2 et au cours de la phase 3 pour les essais CH1 et CH3.

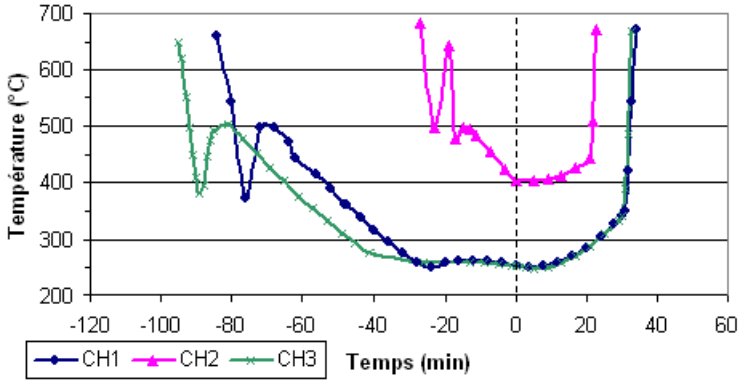


Figure 84 Température au foyer lors de séquences arrêt/démarrage à chaud
(le zéro repère le déclenchement du processus de démarrage)

III.3.5.4 Modélisation de la séquence arrêt-démarrage

En supposant que les lois de décroissance de la température lors de l'arrêt, identifiées au § III.3.5.2, sont indépendantes des conditions opératoires, il est possible de calculer la température au foyer à tout instant après une consigne d'arrêt. Le redémarrage ne peut se déclencher que si T < 400 °C, soit au minimum au bout de 36 min. Dans ce cas, il faut compter au minimum 23 min pour que la température au foyer atteigne les 650 °C nécessaires au démarrage du moteur Stirling. La durée totale minimale séparant l'arrêt du moteur de son redémarrage est donc d'environ 59 min. Si la relance du processus de démarrage intervient plus de 36 min après l'arrêt de la machine, la température au foyer est alors inférieure à 400 °C et la durée du redémarrage pourra être supérieure à 23 min. À partir de ces considération, il a été possible de reconstituer la durée du démarrage en fonction de la durée de l'arrêt (Figure 85).

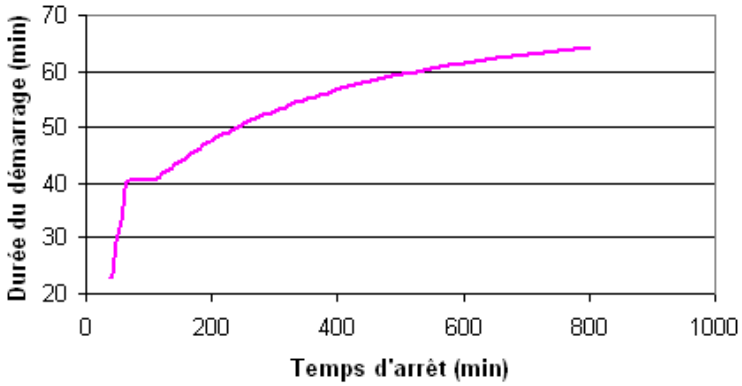


Figure 85 Durée du processus de démarrage en fonction du temps d'arrêt

La phase de chauffage électrique du processus de démarrage est supposée identique à celle obtenue lors de l'essai FR3, à une translation près, liée à la température initiale T_{init} au foyer au

moment du lancement du processus. La meilleure représentation de l'évolution de température obtenue par identification à partir des mesures est une branche d'hyperbole (pente nulle à l'origine et qui tend vers une constante) :

$$T(t)=\sqrt{1+\frac{t^2}{68,7^2}}\cdot 923-(923-T_{init}) \qquad (136)$$

Ce comportement correspond à une montée en température avec inertie pour un flux de chaleur constant. Ici, le flux de chaleur est fourni par effet Joule dans la résistance de chauffage.

En inversant (136), la connaissance de T_{init} et de la température de consigne de déclenchement du brûleur T_{cons}, il est possible de calculer la durée du processus de démarrage t_{dem} :

$$t_{dem}=68,7\cdot\sqrt{\frac{(T_{cons}+923-T_{init})^2}{923^2}-1} \qquad (137)$$

Le temps t_{dem} obtenu (exprimé en min) doit être corrigé car le démarrage est conditionné, non seulement par la température au foyer, mais aussi par la luminosité des braises mesurée par le détecteur de braises. Les essais montrent que le temps nécessaire pour atteindre le démarrage de la combustion est toujours supérieur ou égal à 20 min. t_{dem} sera donc minoré par cette valeur. Enfin, il faut ajouter la durée de la phase de chauffage par combustion du granulé avant le démarrage effectif, supposée ici constante et égale à 3 min. Les durées totales du processus de démarrage et de ses deux phases sont donc accessibles.

Ainsi, connaissant la durée et la puissance électrique consommée par chacun des processus d'arrêt et de démarrage, il est possible de calculer la quantité d'électricité consommée sur l'intervalle de temps où le moteur est arrêté (Figure 86). La consommation électrique de la phase d'arrêt est strictement croissante en raison de la veille de l'onduleur.

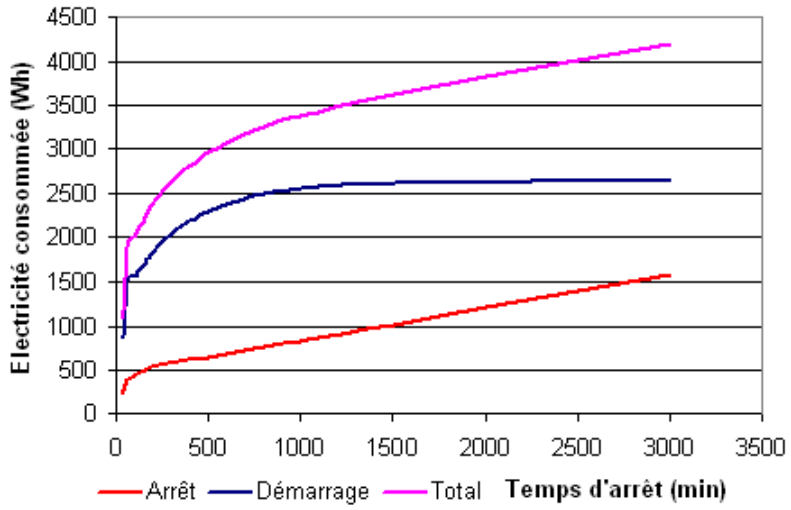


Figure 86 Électricité consommée en fonction du temps d'arrêt

III.3.6 Conclusions

Les essais réalisés ont permis de caractériser précisément les différentes phases de fonctionnement et les régulations de la machine « Sunmachine Pellet ». Les performances thermiques et électriques ont été modélisées en fonction de la température d'entrée d'eau et la consommation de granulés a pu être évaluée par plusieurs méthodes. Le bilan précis des flux de matière n'a pu être totalement réalisé du fait notamment de l'impossibilité de mesurer le débit d'air entrant. Enfin, l'analyse des séquences d'arrêt et de démarrage a mené à la mise au point du modèle présenté dans la partie III.4.9.

III.4 Modélisation

III.4.1 Objectifs du modèle

Le modèle doit calculer la consommation de combustible et les productions instantanées de chaleur et d'électricité du module de micro-cogénération, ainsi que la température de l'air de ventilation en sortie, en fonction des paramètres de consigne du système et des diverses sollicitations : la température de l'air frais en entrée de batterie chaude, la température ambiante, les scénarios de ventilation du bâtiment et de consommation d'eau chaude sanitaire, les besoins de chauffage dans les zones chauffées par le système (Figure 87).

Le système présenté au § III.2.6 doit être modélisé sous la forme d'un modèle *dynamique,* pouvant être chaîné à un modèle de ventilation intégré à un modèle de bâtiment. Le pas de temps de la simulation doit donc être du même ordre de grandeur que celui du bâtiment (entre 1 heure et 6 minutes). En pratique, quelque soit le pas de temps de calcul pour le bâtiment, le pas de temps de calcul est fixé à 6 min afin d'améliorer la précision des calculs et de rendre le modèle de ballon totalement utilisable (cf. III.4.7).

Les objectifs en terme d'aide à la conception sont les mêmes que ceux formulés au § 2.3.1 pour le modèle de système de ventilation intégré. Il s'agit de la modularité, la cohérence par rapport aux phénomènes physiques, la simplicité et la précision des résultats globaux.

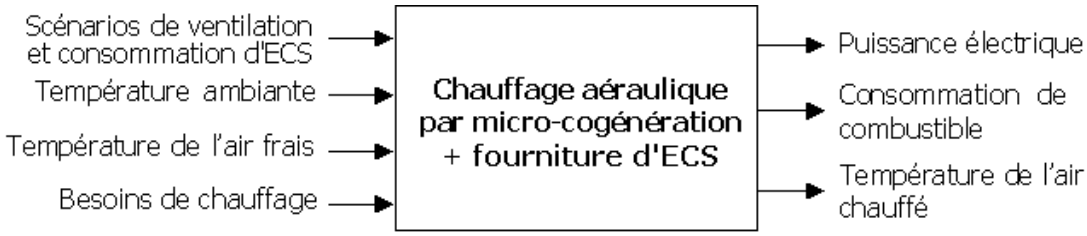


Figure 87 Schéma-bloc du modèle

III.4.2 Structure du modèle

Le modèle est composé de plusieurs types d'éléments distincts, connectés les uns aux autres par l'intermédiaire de paires d'entrée/sortie d'eau, de manière à former les différents **circuits** d'eau du système (Figure 88).

Les différents types d'éléments considérés sont les suivants :

- ***Canalisation*** (une paire d'entrée/sortie)
- ***Émetteur*** (deux paires d'entrée/sortie)
- ***Échangeur*** (deux paires d'entrée/sortie)
- ***Eau chaude sanitaire*** (une paire d'entrée/sortie)
- ***Système de micro-cogénération*** (une paire d'entrée/sortie)
- ***Ballon stratifié*** (plusieurs paires d'entrée/sortie, sans échangeur interne)

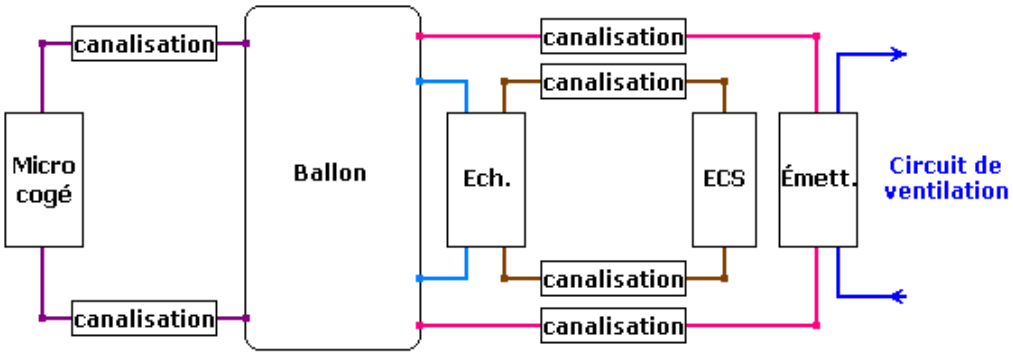


Figure 88 Représentation des relations entre les éléments constitutifs du modèle

Les régulations, permettant de fixer à tout instant le débit dans chaque circuit d'eau, sont directement associées à chacun des éléments actifs (micro-cogénérateur, eau sanitaire, émetteur, échangeur). Chaque élément modélisé interagit avec les éléments auxquels il est connecté et éventuellement avec l'environnement, le bâtiment et ses occupants. Les modèles retenus sont détaillés dans les paragraphes qui suivent.

III.4.3 Modèle de circuit

Le modèle développé comporte quatre circuits (cf. Figure 72 ou Figure 88) : trois fermés (Micro-cogénération, Échangeur et Émetteur) et un ouvert (ECS). Le ballon de stockage est supposé toujours complètement rempli. Ainsi, chaque circuit $iCirc$ est caractérisé, à tout instant, par un débit de circulation du fluide $\dot{m}_{iCirc}$. L'usage d'antigel n'est pas nécessaire ici puisqu'il s'agit d'un équipement de chauffage situé à l'intérieur du bâtiment. Ainsi, le fluide est toujours de l'eau.

Afin de simplifier fortement la dynamique du modèle, les variations des débits sont considérées comme *instantanées*. Les phases transitoires sont donc négligées et seule une succession de phases de régimes établis est considérée. La simulation numérique impose l'usage d'un pas de temps de durée fixe, or la régulation des débits de chaque circuit doit pouvoir s'affranchir au maximum de ce pas de temps afin de se rapprocher au plus près de la dynamique réelle de la régulation mise en œuvre. Pour cette raison, le pas de temps Δt est ici découpé en deux parties : partie initiale (*init*) et partie finale (*fin*). Le passage de la première à la deuxième s'effectue au bout d'un temps td (pour *t*emps de *d*éclenchement) après le début du pas de temps ($td \in [0;\Delta t[$). La Figure 89 illustre cette structure temporelle pour une baisse de débit.

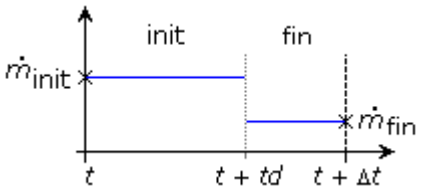


Figure 89 Structure du pas de temps

Le débit moyen $\overline{\dot{m}}$ sur la durée du pas de temps est défini comme :

$$\overline{\dot{m}} = \frac{\dot{m}_{init} \cdot td + \dot{m}_{fin} \cdot (\Delta t - td)}{\Delta t} \tag{138}$$

La simplification introduite par cette limitation à deux périodes où le débit est constant n'induit pas nécessairement d'erreur importante sur le débit moyen circulant dans la canalisation. En effet, dans le cas où la valeur réelle du débit moyen sur la durée du pas de temps $\overline{\dot{m}}_{reel}$ reste comprise entre $\dot{m}_{init}$ et $\dot{m}_{fin}$ — cas courant sur un petit pas de temps — il est toujours possible de trouver td tel que $\overline{\dot{m}}(td) = \overline{\dot{m}}_{reel}$. Sur chacune des deux parties, le calcul thermique s'appuie sur les températures moyennes de l'eau, de façon que l'enthalpie globale circulant dans chaque élément du circuit soit conservée.

Une autre hypothèse, qui simplifie fortement les calculs sans en altérer les résultats, a été retenue : le coefficient de dilatation de l'eau est supposé nul. Ainsi, les vases d'expansion ne sont pas modélisés et le volume d'1 kg d'eau est fixé et vaut 1 l, quelle que soit sa température.

Enfin, pour l'ensemble du modèle, la consommation électrique des pompes de circulation éventuelles n'est pas considérée. Ces consommations dépendent essentiellement du dimensionnement et du temps total de fonctionnement de chaque pompe. Leur prise en compte permettrait de mieux évaluer la consommation électrique totale du système.

III.4.4 Modèle de canalisation

La canalisation est l'élément de base qui permet la connexion des différents éléments actifs du système. Il est possible d'évaluer simplement les déperditions de chaleur de la canalisation, connaissant la résistance thermique de ses parois (et d'un éventuel isolant), la température ambiante et les caractéristiques du flux d'eau entrant dans la canalisation (température et débit). Dans ce modèle, l'inertie thermique du tube est négligée. Ce modèle s'inscrit dans le modèle de circuit précédent. Ainsi, durant chacune des deux parties du pas de temps, les températures seront supposées constantes et les régimes établis.

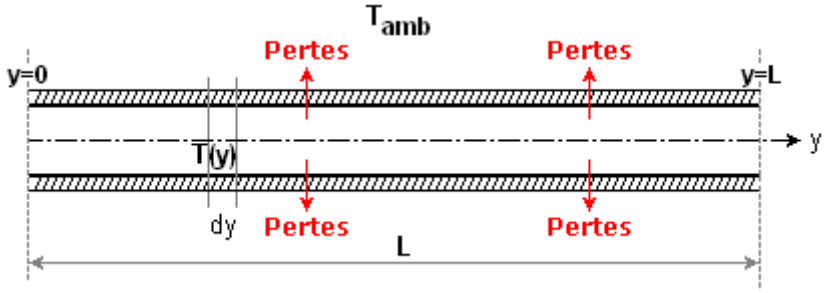


Figure 90 Schéma de principe d'une canalisation isolée

Deux cas de figure sont pris en compte selon que le fluide circule ou non dans la canalisation.

Circulation $(\dot{m}\neq 0)$

Le bilan d'énergie est exprimé pour une tranche élémentaire dy du tube :

$$\dot{m}\cdot C_p\cdot dT_{cana}=U_{cana}\cdot p\cdot\left(T_{amb}-T_{cana}(y)\right)dy \qquad (139)$$

avec :

U_{cana}	: conductance spécifique équivalente de la canalisation	[W.m^{-2}.K^{-1}]
p	: périmètre équivalent de la canalisation	[m]
T_{amb}	: Température ambiante autour de la canalisation	[°C]

Le profil de température dans le fluide est supposé unidimensionnel : il ne dépend que de la position y du point considéré le long du tube. La solution de l'équation différentielle (139), est alors :

$$T_{cana}(y)=T_{amb}+\left(T_{cana}(0)-T_{amb}\right)\exp(-Fp\cdot y) \qquad (140)$$

avec :

$$Fp=\frac{U_{cana}\cdot p}{\dot{m}\cdot C_p} \qquad (141)$$

En sortie (y=L), la température vaut donc :

$$T_{cana}(L)=T_{amb}+\left(T_{cana}(0)-T_{amb}\right)\exp(-Fp\cdot L) \qquad (142)$$

À l'instant considéré, la puissance reçue de l'extérieur à travers la paroi vaut :

$$P_{ech_cana}=\int_0^L U_{cana}\cdot p\cdot\left(T_{amb}-T_{cana}(y)\right)dy=\int_{T_{cana}(0)}^{T_{cana}(L)}\dot{m}\cdot C_p\cdot dT_{cana}=\dot{m}\cdot C_p\cdot\left(T_{cana}(L)-T_{cana}(0)\right) \qquad (143)$$

Cette puissance est négative en cas de déperditions thermiques.

Stagnation $(\dot{m}=0)$

Lorsque l'eau ne circule pas, le volume d'eau situé dans la canalisation est supposé à une température homogène égale à la température moyenne de l'eau sur ce volume $\overline{T}_{cana}$. Le bilan

d'énergie sur ce volume ne tient compte que de l'échange conductif à travers la paroi de la canalisation. En particulier, les échanges conductifs et diffusifs via l'eau aux deux bouts de la canalisation sont négligés. En pratique, il est effectivement possible de les réduire par l'utilisation de clapets anti-retour, spécialement aux entrées et sorties du ballon de stockage.

$$M_{cana} \cdot C_p \cdot d\overline{T}_{cana} = U_{cana} \cdot A_{cana} \cdot \left(T_{amb} - \overline{T}_{cana}(t)\right) \cdot dt \qquad (144)$$

avec :

M_{cana} : masse d'eau contenue dans la canalisation [kg]

A_{cana} : surface d'échange de la canalisation [m^2]

L'évolution de cette température, solution de l'équation (144), entre deux instants t_1 et t_2 est alors :

$$\overline{T}_{cana}(t_2) = T_{amb} + \left(\overline{T}_{cana}(t_1) - T_{amb}\right) \exp\left(-Fs \cdot (t_2 - t_1)\right) \qquad (145)$$

avec :

$$Fs = \frac{U_{cana} \cdot A_{cana}}{M_{cana} \cdot C_p} \qquad (146)$$

L'équation (145) permet d'exprimer la température de l'eau contenue dans la canalisation à tout instant, en particulier en fin de pas de temps :

$$\overline{T}_{cana}(t_{fin}) = T_{amb} + \left(\overline{T}_{cana}(t_{init}) - T_{amb}\right) \exp\left(-Fs \cdot \Delta t\right) \qquad (147)$$

Lorsque l'eau stagne dans la canalisation, l'énergie reçue de l'extérieur à travers la paroi entre deux instants t_1 et t_2 ($t_2 > t_1$) vaut :

$$E_{ech_cana}(t_1, t_2) = M_{cana} \cdot C_p \cdot \left(\overline{T}_{cana}(t_2) - \overline{T}_{cana}(t_1)\right) \qquad (148)$$

Les équations (142), (143), (147) et (148) permettent de calculer, pour chaque période de calcul, l'énergie échangée à travers la canalisation et, selon le cas, la température en sortie de canalisation ou la température de l'eau contenue dans la canalisation en fin de période.

En cas d'arrêt de la circulation (transition *Circulation → Stagnation*), au temps $t_{arrêt}$, la température de l'eau dans la canalisation considérée correspond à la température moyenne de l'eau dans la canalisation au moment de l'arrêt.

$$\overline{T}_{cana}(t_{arrêt}) = \frac{\int_0^L T_{amb} + \left(T_{cana}(t_{arrêt}) - T_{amb}\right) \exp\left(-Fp \cdot y\right) \cdot dy}{L} \qquad (149)$$

soit :

$$\overline{T}_{cana}(t_{arrêt}) = T_{amb} + \left(T_{cana}(t_{arrêt}) - T_{amb}\right) \frac{1 - \exp\left(-Fp \cdot L\right)}{Fp \cdot L} \qquad (150)$$

Sur la durée du pas de temps, l'énergie de l'eau sortant de la canalisation est donnée par :

$$E_{out} = E_{in} + E_{ech_cana}(t_{init}, t_{fin}) + M_{cana} \cdot C_p \cdot \left(\overline{T}_{cana}(t_{init}) - \overline{T}_{cana}(t_{fin})\right) \qquad (151)$$

avec :

E_{out} : l'énergie de l'eau sortie dans la canalisation durant le pas de temps [J]

E_{in} : l'énergie de l'eau entrée dans la canalisation durant le pas de temps [J]

Le dernier terme de la somme représente la variation de l'énergie de l'eau contenue dans la canalisation entre le début et la fin du pas de temps.

Remarque concernant les pertes thermiques :

La température de l'air ambiant influe sur les échanges thermiques avec l'eau circulant dans les canalisations. Ces échanges dépendent donc de l'emplacement des canalisations. Généralement, l'ensemble du système est placé à l'intérieur du bâtiment, dans une zone chauffée ou non. Ici, pour

simplifier, l'ensemble du système est supposé situé dans l'une des zones du bâtiment, la température ambiante peut donc varier, notamment en été.

Pour un bâtiment performant, les pertes thermiques calculées E_{ech_cana} peuvent représenter une fraction significative des besoins de chauffage, c'est pourquoi, ces pertes sont transmises à la zone thermique où elles sont dissipées dans le modèle de bâtiment. Ainsi la température et les besoins de chauffage obtenus initialement par le modèle de bâtiment sont recalculés pour intégrer cette contribution au bilan thermique de la zone (Figure 91). Le bouclage des calculs, qui n'apporterait qu'une correction de second ordre, n'est pas mis en œuvre ici.

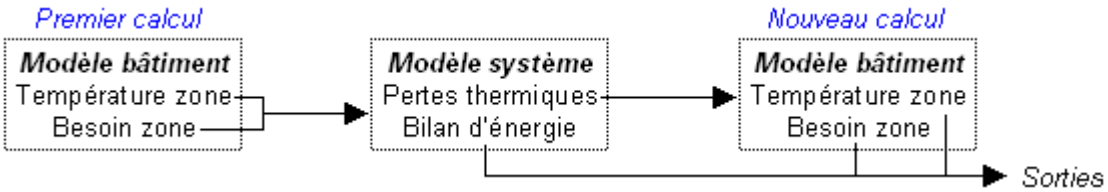


Figure 91 Structure des calculs après intégration des pertes thermiques du système

III.4.5 Modèle d'émetteur du chauffage aéraulique

L'émetteur utilisé pour le chauffage aéraulique est un ensemble de batteries chaudes eau-air. Pour simplifier, une seule batterie et un seul flux d'air sont considérés même si, en réalité, chaque batterie possède son propre système de régulation en débit.

Le principe du système modélisé est représenté sur la Figure 92.

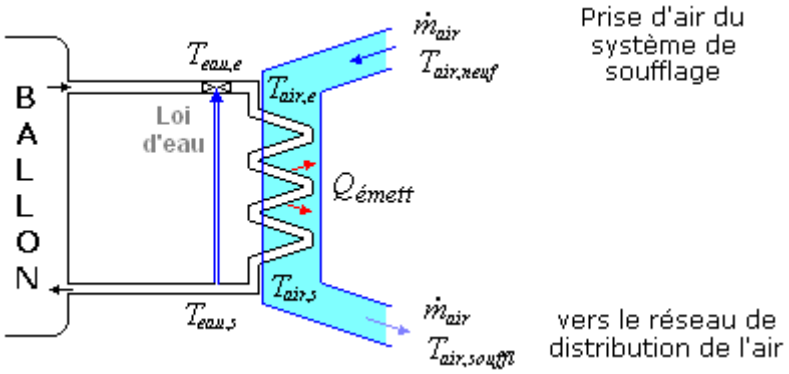


Figure 92 Schéma de principe de l'émetteur de chauffage aéraulique modélisé

L'air à chauffer est l'air neuf, éventuellement déjà préchauffé par un échangeur air-sol ou un récupérateur sur air vicié. En hiver, la contrainte de réduction des pertes thermiques par renouvellement d'air impose de limiter celui-ci aux seuls besoins sanitaires (environ 0,5 vol.h^{-1} pour un logement). Cependant, lorsque le besoin de chauffage est élevé, le soufflage d'un air très chaud peut mener à une situation d'inconfort. Pour éviter cela, il pourra être nécessaire de mélanger à l'air neuf entrant une part d'air recyclé provenant de l'intérieur du bâtiment, de façon à réduire la température de l'air de soufflage.

À partir des besoins de chauffage fournis par le modèle de bâtiment, des températures d'entrée d'eau et d'air, du débit d'eau fixé par la régulation et du débit d'air fixé par les scénarios de ventilation, le modèle conçu fournit les températures de l'eau et de l'air en sortie d'échangeur (Figure 93).

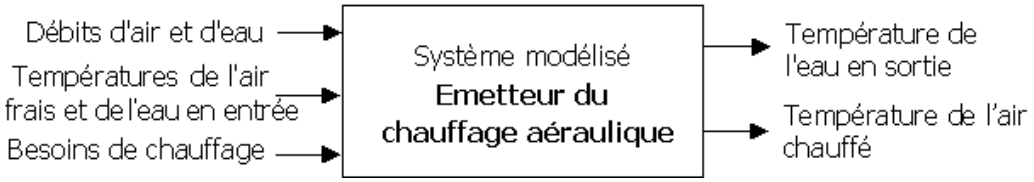


Figure 93 Schéma bloc du modèle d'émetteur

Le modèle thermique considéré pour l'échangeur est un modèle à efficacité d'échangeur ε constante. Ce modèle basique convient à l'objectif de simplicité indiqué au § III.4.1.

$$\varepsilon=\frac{C_{eau}\cdot\left(T_{eau,e}-T_{eau,s}\right)}{C_{min}\cdot\left(T_{eau,e}-T_{air,e}\right)}=\frac{C_{air}\cdot\left(T_{air,s}-T_{air,e}\right)}{C_{min}\cdot\left(T_{eau,e}-T_{air,e}\right)} \quad (152)$$

Avec :

$T_{eau,e}$, $T_{air,e}$: Températures d'entrée [°C]

$T_{eau,s}$, $T_{air,s}$: Températures de sortie [°C]

C_{eau}, C_{air} : Débits capacitifs (avec $C_i=\dot{m}_i\cdot c_i$) [J.s^{-1}.K^{-1}]

C_{min} : Débit capacitif limitant l'échange $C_{\min}=\min\left(C_{eau},C_{air}\right)$ [J.s^{-1}.K^{-1}]

Les puissances de chauffage $\dot{Q}_{chauff}$ sont calculées par le modèle de bâtiment pour chaque zone iZ à partir d'une régulation en température supposée idéale. La somme de ces puissances pour l'ensemble des zones chauffées correspond à la puissance fournie au bâtiment par l'émetteur $\dot{Q}_{emett}$:

$$\dot{Q}_{émett}=\sum_{iZ}\dot{Q}_{chauff}\left(iZ\right)=\sum_{iZ}\left[\dot{m}_{air,soufflé}\left(iZ\right)\cdot Cp_{air}\cdot\left(T_{air,s}-T_{air,iZ}\right)\right] \quad (153)$$

Avec :

$\dot{m}_{air,soufflé}\left(iZ\right)$: Débit de l'air soufflé dans la zone iZ [m^3.s^{-1}]

$T_{air,iZ}$: Température de l'air dans la zone iZ [°C]

Compte tenu de l'expression de la chaleur fournie à l'air :

$$\dot{Q}_{émett}=\dot{m}_{air}\cdot c_{air}\cdot\left(T_{air,s}-T_{air,e}\right) \quad (154)$$

où $\dot{m}_{air}=\sum_{iZ}\dot{m}_{air,soufflé}\left(iZ\right)$ représente le débit d'air traversant l'émetteur, la température de l'air soufflé vaut :

$$T_{air,s}=T_{air,e}+\frac{\dot{Q}_{émett}}{\dot{m}_{air}\cdot c_{air}} \quad (155)$$

La régulation sur l'eau en sortie est réalisée en température par l'intermédiaire d'une loi d'eau. Le débit de circulation de l'eau est donc fixé et choisi de manière que les débits enthalpiques de l'eau C_{eau} et de l'air C_{air} soient proches, afin de ne pas limiter l'échange. En effet, la chaleur échangée s'exprime comme :

$$\dot{Q}_{émett}=C_{\min}\cdot\varepsilon\cdot\left(T_{eau,e}-T_{air,e}\right) \quad (156)$$

La température d'entrée d'eau requise pour assurer l'échange vaut donc :

$$T_{eau,e}=T_{air,e}+\frac{\dot{Q}_{émett}}{C_{\min}\cdot\varepsilon} \quad (157)$$

Finalement, la température d'eau en sortie d'échangeur vaut :

$$T_{eau,s}=T_{eau,e}-\frac{\dot{Q}_{émett}}{\dot{m}_{eau}\cdot c_{eau}}=T_{air,e}+\frac{\dot{Q}_{émett}}{C_{\min}\cdot\varepsilon}-\frac{\dot{Q}_{émett}}{\dot{m}_{eau}\cdot c_{eau}} \quad (158)$$

III.4.6 Modèle d'échangeur eau-eau

Le modèle considéré est un modèle d'échangeur externe (par exemple, à plaques) à efficacité d'échangeur constante, comme pour l'émetteur. Les indices *1* et *2* distinguent les deux côtés de l'échangeur où circule de l'eau.

$$\varepsilon_{ech}=\frac{C_1\cdot(T_{e1}-T_{s1})}{C_{\min}\cdot(T_{e1}-T_{e2})}=\frac{C_2\cdot(T_{s2}-T_{e2})}{C_{\min}\cdot(T_{e1}-T_{e2})} \quad (159)$$

Avec :

T_{e1}, T_{e2} : Températures d'entrée [°C]

T_{s1}, T_{s2} : Températures de sortie [°C]

C_1, C_2 : Débits capacitifs ($C_i=\dot{m}_i\cdot c_i$) [J.s^{-1}.K^{-1}]

C_{min} : Débit capacitif limitant l'échange $C_{\min}=\min(C_1,C_2)$ [J.s^{-1}.K^{-1}]

Comme pour l'émetteur, la puissance échangée $\dot{Q}_{ech}$ vaut :

$$\dot{Q}_{ech}=C_{\min}\cdot\varepsilon_{ech}\cdot(T_{e1}-T_{e2}) \quad (160)$$

III.4.7 Modèle de ballon stratifié

Le modèle utilisé est directement dérivé du modèle *Multiport store* du logiciel de simulation TRNSYS (Type 140/340) [Drück 2006] et de l'adaptation qui en a été faite pour la réalisation du module de chauffe-eau solaire intégré au logiciel COMFIE [El Mtiri 2007]. Il s'agit d'un modèle de ballon stratifié à plusieurs paires d'entrées/sorties, qui semble adapté au système à modéliser.

Ce modèle assimile le ballon à un cylindre droit de révolution à axe vertical, entièrement rempli d'eau. Le volume d'eau est divisé en N_{str} strates horizontales de hauteurs identiques H_{str}, considérées à température homogène T_i. Ces strates sont numérotées de 1 à N_{str} du haut vers le bas (Figure 94). Plusieurs ports d'entrée/sortie permettent d'y injecter ou d'en soutirer de l'eau. Le phénomène de stratification est pris en compte en faisant l'hypothèse que l'eau n'est pas brassée et que la température n'est homogène qu'au niveau d'une strate. De plus, une canne de stratification est représentée comme une hauteur d'entrée d'eau variable, dépendant de la température d'entrée d'eau et de la température des strates. Ainsi, les températures d'eau des strates sont toujours réparties de façon croissante du bas vers le haut du ballon.

Les phénomènes physiques pris en compte par le modèle sont (Figure 94) :

- Les échanges de chaleur et d'eau par l'injection et le soutirage direct d'eau
- Les échanges de chaleur par conduction à travers les différentes parois du ballon
- Les échanges de chaleur par conduction entre strates adjacentes
- Les échanges par convection forcée à l'intérieur du ballon
- La préservation de la stratification à l'aide d'une canne de stratification

Ne sont pas pris en compte :

- L'usage d'un ou plusieurs appoints de chaleur internes
- L'usage d'échangeurs de chaleur internes

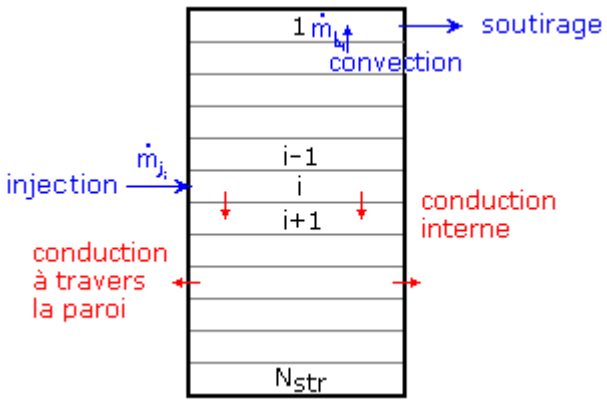


Figure 94 Schéma du modèle de ballon

Le bilan de puissance instantané sur une strate i du ballon est écrit comme suit :

$$M_i \cdot c_{eau} \cdot \frac{dT_i}{dt} = \sum_{j_i} \beta_{j_i} \cdot \dot{m}_{j_i} \cdot c_{eau} \cdot \left(T_{j_i} - T_i\right)$$ *Echanges par injection et soutirage direct*

$$+\gamma_i \cdot \dot{m}_{h_i} \cdot c_{eau} \cdot \left(T_{i-1} - T_i\right) + \xi_i \cdot \dot{m}_{b_i} \cdot c_{eau} \cdot \left(T_{i+1} - T_i\right)$$ *Echanges par convection forcée*

$$+\frac{\lambda_{eau} \cdot A_{str}}{H_{str}} \cdot \left(\left(1-\delta_i^1\right) \cdot \left(T_{i-1} - T_i\right) + \left(1-\delta_i^{N_{str}}\right) \cdot \left(T_{i+1} - T_i\right)\right)$$ *Echanges par conduction entre strates*[82]

$$+UA_i \cdot \left(T_{amb} - T_i\right) \qquad (161)$$ *Echanges par conduction à travers les parois du ballon*

Avec :

M_i	: Masse d'eau de la strate *i*	[kg]
$\dot{m}_{j_i}$	: Débit d'injection ou de soutirage d'eau sur la strate *i* par le port *j*	[kg.s^{-1}]
$\dot{m}_{h_i}$, $\dot{m}_{b_i}$	: Débits d'eau provenant de la strate respectivement située au-dessus ou au-dessous de la strate *i*	[kg.s^{-1}]
β_{j_i} , γ_i , ξ_i	: Indicateurs valant 1 si le débit associé est positif et 0 sinon	[-]
T_{j_i}	: Température de l'eau injectée dans la strate *i*	[°C]
T_i	: Température d'eau de la strate *i*	[°C]
λ_{eau}	: Conductivité thermique de l'eau	[W.m^{-1}.K^{-1}]
A_{str}	: Surface de contact entre strates (égale à la section du ballon)	[m^2]
H_{str}	: Hauteur d'une strate	[m]
UA_i	: Coefficient d'échange thermique conductif à travers la paroi de la strate *i*	[W.K^{-1}]
T_{amb}	: Température ambiante autour du ballon	[°C]
δ_i^j	: Symbole de Kronecker (vaut 1 si *i=j*, 0 autrement)	[-]

Les hypothèses de remplissage permanent de tout le ballon et de nullité du coefficient de dilatation de l'eau amène l'égalité des débits d'eau entrants et sortants de chaque strate i à tout instant :

[82] Ce terme est simplifié pour les strates extrêmes, 1 et N_{str}, qui ne possèdent qu'une seule strate adjacente, ce qui explique la présence des symboles de Kronecker.

$$\dot{m}_{h_i} + \dot{m}_{b_i} + \sum_{j_i} \dot{m}_{j_i} = 0 \tag{162}$$

Sur la durée du pas de temps de calcul ([t, t+Δt]), le bilan d'énergie peut être déduit du bilan de puissance précédent.

$$\begin{aligned} M_i \cdot c_{eau} \cdot \frac{T_i\big|_{t+\Delta t} - T_i\big|_t}{\Delta t} = & \sum_{j_i} \beta_{j_i} \cdot \dot{m}_{j_i} \cdot c_{eau} \cdot \left(\overline{T}_{j_i}\Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} - \overline{T}_i\Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \right) \\ & + \gamma_i \cdot \dot{m}_{h_i} \cdot c_{eau} \cdot \left(\overline{T}_{i-1}\Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} - \overline{T}_i\Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \right) + \xi_i \cdot \dot{m}_{b_i} \cdot c_{eau} \cdot \left(\overline{T}_{i+1}\Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} - \overline{T}_i\Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \right) \\ & + \frac{\lambda_{eau} \cdot A_{str}}{H_{str}} \cdot \left(1 - \delta_i^1\right) \cdot \left(\overline{T}_{i-1}\Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} - \overline{T}_i\Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \right) + \frac{\lambda_{eau} \cdot A_{str}}{H_{str}} \cdot \left(1 - \delta_i^{N_{str}}\right) \left(\overline{T}_{i+1}\Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} - \overline{T}_i\Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \right) \\ & + UA_i \cdot \left(\overline{T}_{amb}\Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} - \overline{T}_i\Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \right) \end{aligned} \tag{163}$$

Le schéma numérique retenu pour la résolution est celui de la méthode des trapèzes (Runge-Kutta implicite d'ordre 1) : pour toute variable X, $\overline{X}\Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} = \frac{X\big|_{t+\Delta t} + X\big|_t}{2}$. L'équation précédente peut alors être réorganisée comme suit :

$$\begin{aligned} & T_i\Big|_{t+\Delta t} \cdot \left(M_i \cdot c_{eau} + \frac{\Delta t}{2} \cdot \left(\left(\sum_{j_i} \beta_{j_i} \cdot \dot{m}_{j_i} + \gamma_i \cdot \dot{m}_{h_i} + \xi_i \cdot \dot{m}_{b_i} \right) \cdot c_{eau} + \left(2 - \delta_i^1 - \delta_i^{N_{str}}\right) \frac{\lambda_{eau} \cdot A_{str}}{h_{str}} + UA_i \right) \right) \\ & = T_i\Big|_t \cdot \left(M_i \cdot c_{eau} - \frac{\Delta t}{2} \cdot \left(\left(\sum_{j_i} \beta_{j_i} \cdot \dot{m}_{j_i} + \gamma_i \cdot \dot{m}_{h_i} + \xi_i \cdot \dot{m}_{b_i} \right) \cdot c_{eau} + \left(2 - \delta_i^1 - \delta_i^{N_{str}}\right) \frac{\lambda_{eau} \cdot A_{str}}{h_{str}} + UA_i \right) \right) \\ & + \overline{T}_{i-1}\Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot \left(1 - \delta_i^1\right) \cdot \left(\gamma_i \cdot \dot{m}_{h_i} \cdot c_{eau} + \frac{\lambda_{eau} \cdot A_{str}}{H_{str}} \right) \cdot \Delta t \\ & + \overline{T}_{i+1}\Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot \left(1 - \delta_i^{N_{str}}\right) \left(\xi_i \cdot \dot{m}_{b_i} \cdot c_{eau} + \frac{\lambda_{eau} \cdot A_{str}}{H_{str}} \right) \cdot \Delta t \\ & + \overline{T}_{amb}\Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot UA_i \cdot \Delta t + \overline{T}_{j_i}\Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot \sum_{j_i} \beta_{j_i} \cdot \dot{m}_{j_i} \cdot c_{eau} \cdot \Delta t \end{aligned} \tag{164}$$

En définissant les coefficients D_i, $A1_i$, $A2_i$, $A3_i$, B_i suivants :

$$D_i(t) = M_i \cdot c_{eau} + \frac{\Delta t}{2} \cdot \left(\left(\sum_{j_i} \beta_{j_i} \cdot \dot{m}_{j_i} + \gamma_i \cdot \dot{m}_{h_i} + \xi_i \cdot \dot{m}_{b_i} \right) \cdot c_{eau} + \left(2 - \delta_i^1 - \delta_i^{N_{str}}\right) \frac{\lambda_{eau} \cdot A_{str}}{H_{str}} + UA_i \right) \tag{165}$$

$$A1_i(t) = \left(\gamma_i \cdot \dot{m}_{h_i} \cdot c_{eau} + \frac{\lambda_{eau} \cdot A_{str}}{H_{str}} \right) \cdot \Delta t \tag{166}$$

$$A2_i(t) = M_i \cdot c_{eau} - \frac{\Delta t}{2} \cdot \left(\left(\sum_{j_i} \beta_{j_i} \cdot \dot{m}_{j_i} + \gamma_i \cdot \dot{m}_{h_i} + \xi_i \cdot \dot{m}_{b_i} \right) \cdot c_{eau} + \left(2 - \delta_i^1 - \delta_i^{N_{str}}\right) \frac{\lambda_{eau} \cdot A_{str}}{H_{str}} + UA_i \right) \tag{167}$$

$$A3_i(t)=\left(\xi_i \cdot \dot{m}_{b_i} \cdot c_{eau}+\frac{\lambda_{eau} \cdot A_{str}}{H_{str}}\right)\cdot \Delta t \tag{168}$$

$$B_i(t)=\overline{T}_{amb}\Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot UA_i \cdot \Delta t+\overline{T}_{j_i}\Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot \sum_{j_i} \beta_{j_i} \cdot \dot{m}_{j_i} \cdot c_{eau} \cdot \Delta t \tag{169}$$

l'équation revient à :

$$T_i\Big|_{t+\Delta t} \cdot D_i(t)=\overline{T}_{i-1}\Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot \left(1-\delta_i^1\right) \cdot A1_i(t)+T_i\Big|_t \cdot A2_i(t)+\overline{T}_{i+1}\Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot \left(1-\delta_i^{N_{str}}\right) \cdot A3_i(t)+B_i(t) \tag{170}$$

La résolution du système d'équation constitué par l'ensemble des N_{str} équations (une pour chaque strate) est réalisée numériquement ligne à ligne par itérations.

$$T_i\Big|_{t+\Delta t}=\overline{T}_{i-1}\Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot \left(1-\delta_i^1\right) \cdot \frac{A1_i(t)}{D_i(t)}+T_i\Big|_t \cdot \frac{A2_i(t)}{D_i(t)}+\overline{T}_{i+1}\Big|_{t+\frac{\Delta t}{2}} \cdot \left(1-\delta_i^{N_{str}}\right) \frac{A3_i(t)}{D_i(t)}+\frac{B_i(t)}{D_i(t)} \tag{171}$$

Chaque itération n permet de calculer les températures $T_i\Big|_{t+\Delta t}^{(n)}$ à partir des températures $T_i\Big|_{t+\Delta t}^{(n-1)}$ calculées à l'itération précédente et des températures $T_i\Big|_t$ obtenues par le calcul au pas de temps précédent. La convergence du calcul itératif est supposée lorsque la valeur maximale des écarts entre les valeurs successives obtenues sur l'ensemble des strates est inférieure à une petite valeur ε fixée, correspondant à la précision souhaitée.

$$\max_{i \in \langle 1;N_{str} \rangle}\left(\left|T_i\Big|_{t+\Delta t}^{(n)}-T_i\Big|_{t+\Delta t}^{(n-1)}\right|\right)<\varepsilon \tag{172}$$

Remarque :

De la même manière que pour les canalisations, la température ambiante considérée est celle de la zone où est implanté le système. Les pertes thermiques du ballon sont fournies à cette zone.

Limitation :

Le modèle présenté ci-dessus suppose que les échanges par injection ou soutirage n'interviennent qu'entre un circuit d'eau et la strate avec laquelle il est en relation et que les échanges par convection interne n'interviennent qu'entre deux strates adjacentes. Ceci suppose donc que les volumes d'eau déplacés au cours d'un pas de temps de calcul soient inférieurs au volume d'eau contenu dans une strate ($\dot{m} \cdot \Delta t<A_{str} \cdot H_{str}$). Comme les débits varient dans le temps, la condition de validité du modèle ne peut être respectée que si le pas de temps est court ou si le volume de chaque strate est suffisamment important. Par conséquent, à chaque pas de temps, la condition de validité ci-dessus doit être vérifiée. Si ce n'est pas le cas, le nombre de strates ou le pas de temps de calcul sont réduits de manière à toujours satisfaire la condition de validité. En pratique, pour un ballon standard de 500 l, un nombre de strates limité à 8 semble suffisant.

III.4.8 Modèle d'eau chaude sanitaire

La consommation d'eau chaude sanitaire est modélisée sous la forme d'un débit de puisage associé à un scénario de consommation horaire. Les températures d'entrée et de sortie sont respectivement une température de consigne constante (eau chaude) et une variable saisonnière fournie par un modèle de température d'eau froide.

La puissance instantanée nécessaire au chauffage de l'eau P_{ec} s'exprime comme :

$$P_{ec}=\dot{m}_{puis} \cdot C_p \cdot \left(T_{ec}^{cons}-T_{ef}\right) \tag{173}$$

Avec :

$\dot{m}_{puis}$: Débit de puisage [kg.s^{-1}]

T_{ec}^{cons} : Température de consigne pour l'eau chaude [°C]

T_{ef} : Température d'eau froide [°C]

Dès lors que la quantité d'eau puisée en une fois est supérieure à la quantité d'eau ayant stagné dans le réseau d'eau du bâtiment, la température d'eau froide correspond à la température de l'eau en sortie du réseau de distribution. La détermination de cette température n'est pas évidente. L'erreur relative engendrée par une erreur sur l'évaluation de la température d'eau froide est donnée par :

$$\frac{\Delta P_{ec}}{P_{ec}} = -\frac{\Delta T_{ef}}{T_{ec}^{cons} - T_{ef}} \tag{174}$$

Ainsi, pour une température de consigne de 45 °C et une température d'eau froide de 12 °C, une erreur de 1 °C sur cette température engendre une erreur de 3 % sur l'évaluation de la puissance de chauffage nécessaire. Plusieurs degrés d'erreur sur la température d'eau froide peuvent donc engendrer une erreur de l'ordre de 10 % sur la puissance de chauffage de l'eau sanitaire. La précision du calcul de l'énergie nécessaire au chauffage de l'eau passe donc par une évaluation précise de la température d'eau froide.

L'observation de relevés de mesure de la température d'eau froide fait apparaître une saisonnalité marquée (voir par exemple [Chester 1999]). Supposer cette température constante réduit fortement la précision du modèle. L'état de l'art réalisé sur les modèles de température d'eau froide montre que la question a été peu étudiée (cf. Annexe 8). Celui-ci n'a pas permis d'identifier un modèle précis et fiable sous tous les climats.

Par défaut, le modèle retenu pour la présente étude est adapté de celui mis en œuvre au sein de la méthode SOLO (*Méthode mensuelle d'évaluation des performances thermiques des systèmes solaires de production d'eau chaude sanitaire*) du CSTB [Siino et Buscarlet 1995]. Ce modèle statique considère la température moyenne mensuelle d'eau froide, $T_{ef}(m)$. Cette température est calculée comme la moyenne arithmétique des températures moyennes annuelles et mensuelles de l'air extérieur (175).

$$\overline{T}_{ef}(m) = \frac{\overline{T}_{ext}(m) + \overline{T}_{ext_an}}{2} \tag{175}$$

Avec :

$\overline{T}_{ef}(m)$: Température moyenne d'eau froide pour le mois *m* [°C]

$\overline{T}_{ext}(m)$: Température moyenne de l'air extérieur pour le mois *m* [°C]

$\overline{T}_{ext_an}$: Température moyenne annuelle de l'air extérieur [°C]

La température d'eau froide dépend essentiellement de la température du sol au sein duquel sont enfouies les canalisations du réseau d'alimentation. La méthode SOLO suppose donc implicitement que le sol joue le rôle d'amortisseur pour le signal de température et que sa température moyenne est égale à la température moyenne de l'air extérieur. Aucun déphasage additionnel n'est considéré.

Pour les besoins de la présente étude, le modèle proposé consiste à dégager le profil sinusoïdal fondamental de la température de l'air extérieur (176) par une décomposition en séries de Fourier du signal et à diviser son amplitude par 2. Ce modèle fait donc appel à une fonction continue du temps et non plus à une fonction discontinue définie par morceau, ce qui paraît préférable pour une simulation dynamique à pas de temps horaire.

$$T_{ext}(t) = \overline{T_{ext_an}} + \Delta T_{ext} \cdot \sin(\omega \cdot t - \varphi_{ext}) \tag{176}$$

$$T_{ef}(t) = \overline{T_{ef}} + \Delta T_{ef} \cdot \sin(\omega \cdot t - \varphi_{ef}) \tag{177}$$

Avec : $\overline{T_{ef}} = \overline{T_{ext_an}}$, $\Delta T_{ef} = \frac{\Delta T_{ext}}{2}$, $\varphi_{ef} = \varphi_{ext}$ et ω est la pulsation associée à une oscillation de période annuelle.

Ainsi, la température d'eau froide dépend de la saison et de la situation climatique du lieu. Par contre, ce modèle reste encore peu précis du fait que les trois paramètres (valeur moyenne, amplitude et déphasage) ne sont pas précisément déterminés de manière physique ou statistique. Aucun autre modèle consulté [Burch et Christensen 2007a, 2007b ; CEN 2006 ; Haddad *et al.* 2007 ; RETScreen 2004] ne semble encore à même de déterminer ces paramètres de manière fiable.

D'autre part, l'étude des échangeurs air-sol (chapitre 2) a montré que l'influence du rayonnement solaire sur la température du sol n'est pas négligeable. Cependant, ici, cette influence est négligée, ce qui revient à considérer que les canalisations d'eau sont situées sous le bâtiment, ou à l'ombre.

III.4.9 Modèle du système de micro-cogénération

La campagne d'essais sur le module de micro-cogénération « Sunmachine Pellet » a permis de mieux connaître le comportement de ce type d'équipement. Elle a montré notamment, que les processus de démarrage et d'arrêt peuvent être longs et fortement consommateurs d'électricité. Par conséquent, il a semblé nécessaire de modéliser en détail ces processus afin de correctement évaluer l'auto-consommation du système qui va entrer dans son bilan énergétique net.

La campagne d'essais a permis d'obtenir tous les résultats nécessaires à la finalisation d'un tel modèle. Le modèle réalisé comporte des paramètres spécifiques à l'équipement testé, qu'il faudrait réévaluer pour modéliser d'autres types de micro-cogénération.

Dans ce modèle, la machine est à tout instant dans l'un des sept états suivants :

- **DEM1, DEM2** : les deux phases du processus de démarrage décrites au § III.3.5.3
- **FONC** : la phase de fonctionnement décrite au § III.3.5.1
- **ARRET1, ARRET2, ARRET3, ARRET4** : les quatre phases du processus d'arrêt décrites au § III.3.5.2

Durant les phases ARRET1 et FONC, le moteur fonctionne. Les productions thermique et électrique sont calculées en fonction de la température d'entrée d'eau, respectivement par les équations (134) et (135). La puissance thermique étant connue, le débit est alors ajusté de façon que la température en sortie soit la plus proche possible de la température fixée en consigne. Contrairement à ce que les essais ont révélé, la régulation est ici supposée linéaire, pour correspondre au mode de régulation probablement retenu pour le système commercial. Néanmoins, le débit ne peut varier que sur une plage limitée. L'écart de température accessible est donc limité à 25 °C.

En dehors des phases ARRET1 et FONC, le moteur est arrêté et la production électrique est nulle. La production thermique se prolonge de manière réduite durant les premières phases de l'arrêt. Elle est modélisée par une fonction affine par morceau, selon les valeurs retenues au § III.3.5.2 et sur la Figure 82, soit –4%/min durant les 13 premières minutes, puis –0,72 %/min pour les 61 minutes suivantes.

La consommation de bois n'intervient que durant les phases DEM2 et FONC. Elle est supposée à débit instantané constant durant ces deux phases et vaut 10,5 kW.

Le modèle calcule aussi l'énergie électrique consommée et, lorsque cela est nécessaire, la température au foyer. Durant la phase ARRET1, la production électrique est supposée constante et vaut 80 Wh (soit une puissance moyenne de 800 W). À chacune des sept phases sont donc associées : un modèle de consommation de l'énergie électrique, un modèle d'évolution de la température au foyer et un modèle de passage à la phase suivante.

Le modèle de consommation électrique est le même pour toutes les phases. Il s'agit d'un modèle affine :

$$E_{elec_conso_i} = P_i \cdot \Delta t_i + E_{0i} \tag{178}$$

Avec :

$E_{elec_conso}\,i$	: Electricité consommée par la phase *i* sur toute sa durée	[J]
P_i	: Puissance consommée par la phase *i*	[W]
Δt_i	: Durée de la phase *i*	[s]
E_{0i}	: Electricité consommée ponctuellement	[J]

Les valeurs retenues, issues des essais, sont rassemblées dans le Tableau 37.

	P_i (W)	E_{0i} (Wh)
ARRET1	374	0
ARRET2	374	0
ARRET3	66	0
ARRET4	22	0
DEM1	2354	-50
DEM2	220	0
FONC	220	0

Tableau 37 Paramètres pour le calcul de l'électricité consommée par phase

La valeur –50 de E_{0i} durant la phase DEM1 s'explique par la baisse de la consommation électrique durant les quelques minutes que dure l'aspiration des granulés pour le remplissage du réservoir.

Le modèle de calcul de la température au foyer dépend de la phase considérée. La loi peut être constante, linéaire, exponentielle ou hyperbolique, comme décrit au § III.3.5. Les phases ARRET2 et ARRET3, où la température effectue une sorte de rebond avant d'évoluer de façon linéaire, ont été représentées par la succession d'une phase à température constante (plateau) et d'une phase d'évolution linéaire. La durée des plateaux a été fixée à partir des mesures réalisées sur banc d'essai (Figure 95). Le Tableau 35 récapitule les paramètres retenus pour chacune des phases considérées.

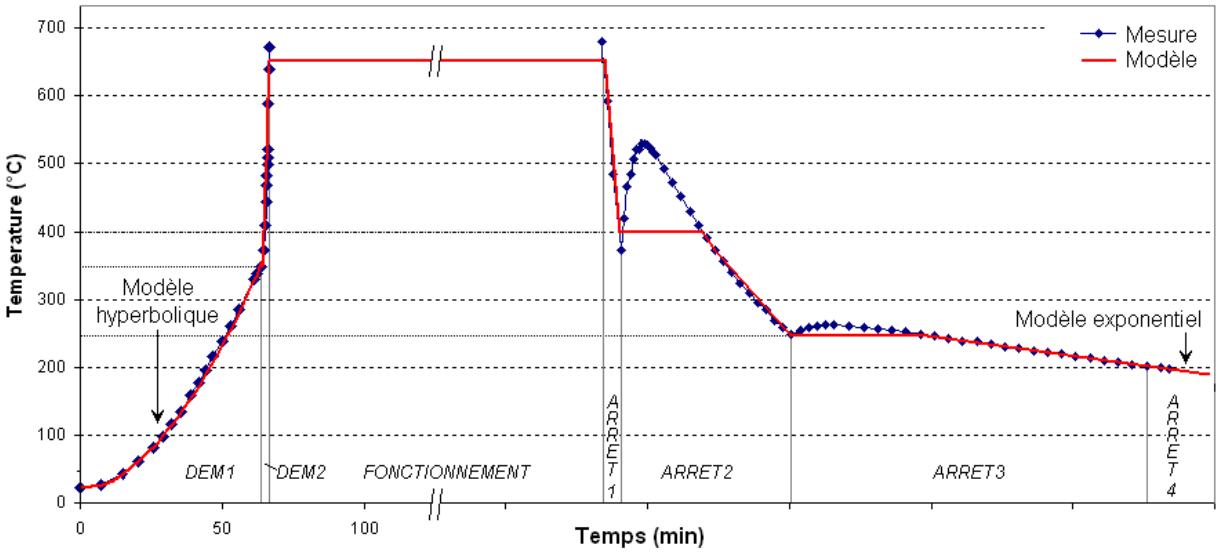


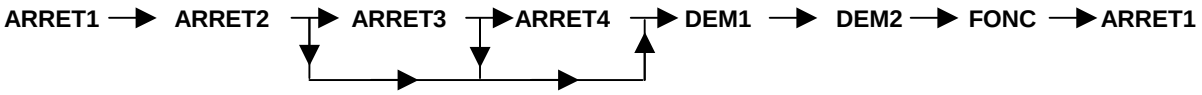
Figure 95 Température au foyer mesurée et modélisée lors des différentes phases de fonctionnement du système

	Temp. initiale (°C)	Durée (min)	Type d'évolution de la température	Paramètre
DEM1	T_{init}	Cf. équation (137)	hyperbolique	Cf. équation (136)
DEM2	T_{cons}	3	linéaire	Durée : 3 min
FONC	650	indéterminé	indéterminé	-
ARRET1	650	6	linéaire	-2 500 °C/h
ARRET2A	400	28	constant	400 °C
ARRET2B	400	31	linéaire	-280 °C/h
ARRET3A	250	45	constant	250 °C
ARRET3B	250	89	linéaire	-33,7 °C/h
ARRET4	200	indéterminée	exponentielle	Constante de temps 370 min

Tableau 38 Caractérisation des différentes phases de fonctionnement du système

Pour simplifier, certaines phases sont temporisées (phases ARRET1, ARRET2A, ARRET3A et DEM2), c'est-à-dire que le passage à la phase suivante n'intervient qu'au bout d'une durée préalablement fixée. Pour les phases ARRET2B, ARRET3B et DEM1, c'est la température au foyer qui déclenche le basculement à la phase suivante.

La succession possible des phases est la suivante :



La phase de démarrage est déclenchée lorsque la température mesurée dans le ballon de stockage est inférieure de plus de 10 °C à la température de consigne de l'eau en sortie. La hauteur dans le ballon du thermocouple effectuant cette mesure est un paramètre qui peut être ajusté. La température de consigne de l'eau en sortie de l'unité de micro-cogénération est fixée à 70 °C.

L'arrêt est déclenché lorsque la température d'eau en sortie atteint ou dépasse 80 °C, ce qui signifie que le ballon de stockage est chargé.

III.4.10 Hypothèses sur les régulations

III.4.10.1 Eau chaude sanitaire

Un scénario impose le volume horaire et la température de l'eau chaude consommée. Lorsque la température de l'eau issue du ballon est supérieure à la température de consigne, la régulation est assurée par une vanne trois voies (mitigeur). Dans le cas contraire (ballon insuffisamment chaud), un appoint de chaleur virtuel est calculé, indiquant que la consigne ne peut être satisfaite. L'occurrence de ce cas peut mettre en évidence un défaut de dimensionnement ou de régulation de la production de chaleur.

Le déclenchement de la pompe du circuit alimentant l'échangeur externe est synchronisé au puisage de l'eau chaude sanitaire, ce qui est le cas en pratique. Le débit fourni par cette pompe est supposé fixe et dimensionné pour assurer les besoins maximaux.

III.4.10.2 Chauffage aéraulique

Les besoins de chauffage et les conditions de température associées à la plage de confort optimale du système de chauffage aéraulique[83] imposent une puissance et une température d'eau minimale disponible. La régulation est assurée par une vanne trois voies au niveau du départ général de l'eau chaude vers chaque batterie d'échangeurs eau-air. Le débit de circulation dans les batteries est supposé fixe. Il doit être suffisamment élevé pour que l'eau de retour ne soit pas trop froide lorsque l'air à chauffer est très froid. Un débit trop faible favoriserait le risque de gel dans la batterie d'échangeurs.

Dans le cas où la puissance fournie par le ballon serait insuffisante, un appoint de chaleur virtuel est calculé, indiquant que la température de consigne ne peut être satisfaite à partir de l'eau du ballon. Ceci peut permettre de corriger le dimensionnement du système pour un calcul ultérieur.

III.4.10.3 Production combinée d'eau chaude et d'électricité

Lorsque la machine est à l'arrêt, le processus de démarrage est lancé dès lors que la température mesurée dans la partie *médiane* du ballon est inférieure de 10 °C à la température de consigne. Cette condition est posée a priori car le prototype testé ne possédait pas de thermocouple destiné à la mesure de la température dans un ballon. La position du thermocouple a pu être optimisée à l'aide d'une étude de sensibilité (§ III.7.3).

Après la phase de démarrage, non productrice de chaleur et consommatrice d'électricité, la machine démarre effectivement. Lorsque la machine est en fonctionnement, le processus d'arrêt intervient dès que la température de l'eau en sortie de la machine atteint la température d'arrêt (80 °C).

[83] à caractériser ultérieurement

III.5 Mise en œuvre informatique

Le modèle de système de chauffage aéraulique à micro-cogénération décrit au § III.4 a été mis en œuvre sous la forme d'un module de calcul (*COMPO8*), chaîné au logiciel COMFIE dont la structure a été décrite au paragraphe § I.3.2.3.1.

III.5.1 Structure du module de calcul réalisé

La structure de données du module COMPO8 est une structure *objet* qui se compose (Figure 96) :

- d'un objet global (`COMPOSANTE_TYPE_8`)
- d'un sous-objet `Système` (sur la figure, *n* indique que plusieurs systèmes peuvent éventuellement coexister au sein d'un même bâtiment)
- de quatre sous-objets représentant les différentes parties du système : Consigne d'eau chaude sanitaire[84] (`Eau_sanitaire`), Système de cogénération (`Coge`), Système de distribution (`Distrib`), Système d'émission de la chaleur (`Emetteur`)

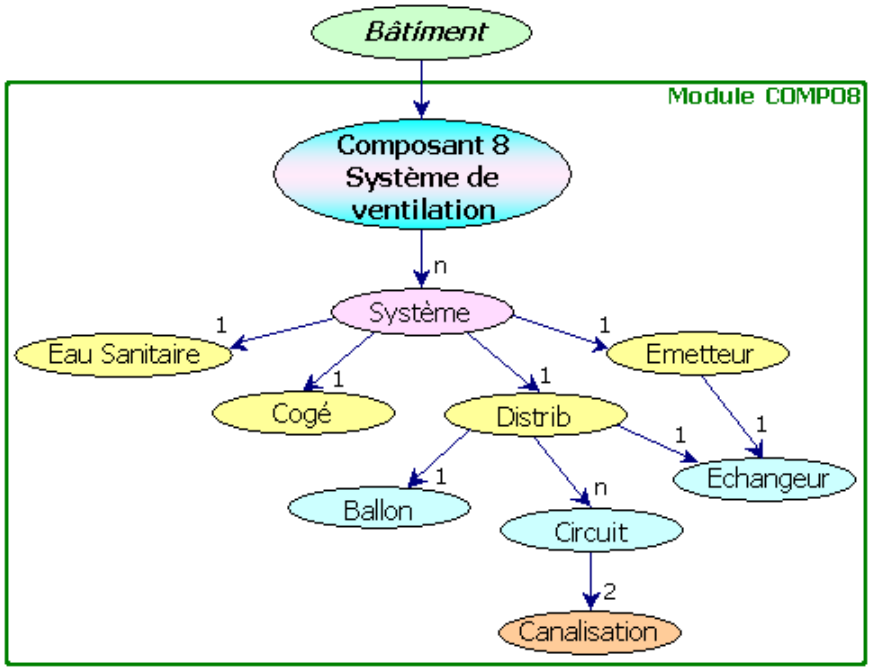


Figure 96 Structure des données du module COMPO8

D'autres objets constituent des sous-objets de `Distrib` et d'`Emetteur` :

- Un objet `ballon` (élément de `Distrib`)
- Un objet `échangeur` (élément de `Distrib` et d'`Emetteur`)
- Un objet `circuit` (élément de `Distrib`. Il peut y en avoir plusieurs.)
- Un objet canalisation (`cana`) (deux canalisations par circuit, aller et retour)

III.5.2 Méthodes de l'objet `COMPOSANTE_TYPE_8`

La structure algorithmique globale du module COMPO8 est analogue à celle du COMPO6 présentée au § II.4.1. Le détail du fonctionnement de chaque méthode est présenté ci-après :

`Init`

[84] Dans une étape ultérieure, cet élément pourra être directement associé à l'objet `Bâtiment`

- Lecture du fichier texte des paramètres d'entrée
- Chargement des sollicitations climatiques pour la première semaine
- Analyse de la structure des différents systèmes et de leur validité
- Initialisation des propriétés thermiques des éléments des systèmes (`Init_Ballon`, `Init_Cana`, `Init_EauSanitaire`, `Init_Emetteur`)
- Initialisation des paramètres pour le stockage des données
- Initialisation des températures

`Step`

- Initialisation des constantes
- Pour chaque sous-pas de temps de calcul :
    - Initialisation des sollicitations (température de l'air extérieur)
    - Chargement des variables d'état du système calculées au pas précédent
    - Pour chaque système :
        - Initialisation des températures en sortie des ports du ballon
        - Boucle itérative jusqu'à convergence effectuant :
            - Calcul pour chaque circuit du système (`Calcul_Circuit`)
            - Calcul pour le ballon (`Calcul_Ballon`)
        - Nouveau calcul pour chaque circuit du système pour améliorer la précision
    - Écriture des résultats du pas courant pour le calcul du pas suivant
    - Intégration des sorties (calcul des températures moyennes, des énergies échangées et stockées par chaque élément, pertes thermiques, etc.)
- À chaque heure, stockage des sorties horaires dans un fichier et transmission des pertes thermiques à la zone thermique du bâtiment où est implanté le système

`Incrementation`

- À chaque heure entière, mise à jour des sollicitations météorologiques
- À chaque fin de semaine, écriture des sorties horaires dans un fichier

`Output`

- Génération du fichier texte des sorties

De plus, les algorithmes des principales procédures de calcul `Calcul_Circuit` et `Calcul_Ballon` sont précisés ci-après :

`Calcul_Circuit`

- Calcul du débit dans le circuit à partir de l'élément régulateur
- Calcul des températures en sortie pour chaque élément du circuit en partant de la sortie du ballon
- Evaluation des écarts par rapport aux résultats obtenus à l'itération précédente

`Calcul_Ballon`

- Recensement des débits d'entrée et de sortie
- Calculs des volumes déplacés pour chaque strate du ballon durant le pas de temps
- Tant que le volume déplacé est supérieur au volume d'une strate, le nombre de strates est divisé par deux.
- Calcul des coefficients $A1$, $A2$, $A3$, B et D du calcul

- Pour chaque sous-pas de temps, calcul des nouvelles températures de strate à partir du calcul matriciel (cf. § III.4.6) par itération jusqu'à convergence
- Mise à jour des températures moyennes de sortie
- Tri des températures par ordre croissant pour supprimer les inversions de température au moyen d'un algorithme de « tri par insertion »[85]
- Écriture des nouvelles températures de strate pour le pas de calcul suivant
- Calcul des pertes thermiques par la paroi du ballon (calcul par variation de l'énergie interne de l'eau dans le ballon)[86]

III.6 Simulation sur un cas de référence

Afin de bien comprendre et de vérifier le comportement du modèle, une première simulation a été réalisée sur un cas de référence. Plusieurs séries de simulations ont été menées par la suite pour évaluer la sensibilité des résultats à quelques paramètres.

III.6.1 Paramètres de simulation pour le cas de référence

La simulation de référence a été réalisée à partir d'un bâtiment relativement performant de 132 m^2, consommant 6 922 kWh/an, soit 52 $kWh.m^2.an^{-1}$. Le système se trouve installé dans une zone non-chauffée (garage), son fonctionnement a donc une très faible influence sur les besoins de chauffage qui sont transmis au module de calcul et la connaissance fine du bâtiment modélisé n'a donc pas réellement d'importance. L'eau chaude sanitaire est consommée de manière uniforme de 7 h à 14 h et de 19 h à 22 h tous les jours de l'année, soit 10 heures de consommation par jour, avec une consommation journalière totale de 4 l par heure et par personne. Les besoins thermiques calculés sont représentés sur la Figure 97. L'énergie puisée chaque jour évolue selon le modèle d'eau froide présenté au § III.4.8.

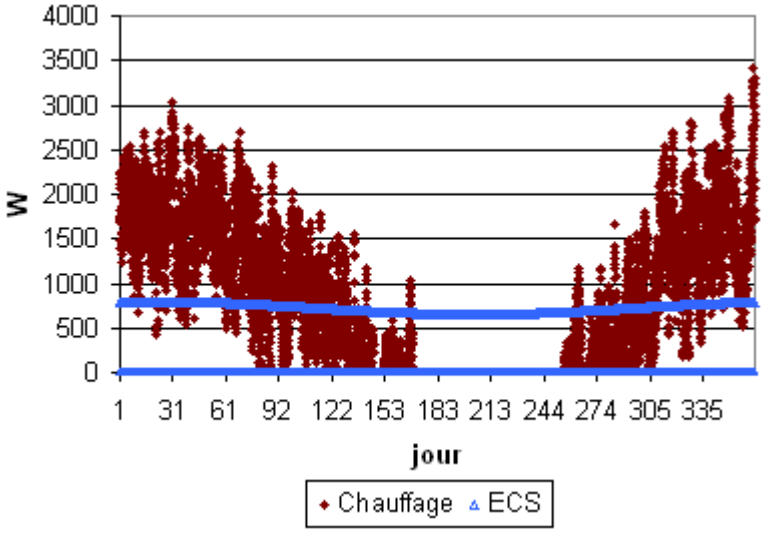


Figure 97 Besoins de chauffage et d'ECS durant une année

Les paramètres retenus pour les différents éléments du système de chauffage, avec les noms des variables correspondantes, sont présentés dans les tableaux qui suivent.

[85] L'algorithme de « tri par insertion » a été choisi parmi les algorithmes de tri les plus courant en raison de sa simplicité de mise en œuvre, adaptée au faible nombre d'élements à trier. De plus, l'efficacité de cet algorithme est meilleure si un ordre partiel existe initialement, ce qui est le cas ici.

[86] Le calcul des pertes thermiques strates par strates a posteriori n'est pas envisageable du fait qu'il ne peut aisément être extrait du calcul matriciel (eau en mouvement dans le ballon au cours du pas de temps).

Variable	Description	Valeur
rint_tube	Rayon intérieur de la canalisation	0,02 m
Cond_Tube	Conductivité thermique du tube (cuivre)	400 $W.m^{-1}.K^{-1}$
e_Tube	Épaisseur de la paroi du tube	0,001 m
Cond_Isol	Conductivité thermique de l'isolant (EPDM[87])	0,04 $W.m^{-1}.K^{-1}$
e_Isol	Épaisseur de la paroi de l'isolant	0,03 m

Tableau 39. Paramètres d'entrée des objets `Cana`

Variable	Description	Valeur
Tcons_out	Température de consigne en sortie de cogénération	70 °C
Tarret	Température d'arrêt de la machine	80 °C
Debit_Comb_nom	Débit nominal du combustible	1,96 $kg.h^{-1}$
PCS_comb	Pouvoir calorifique supérieur du combustible	18 $MJ.kg^{-1}$
Puiss_th_nom[1][88]	Puissance thermique nominale : ordonnée à l'origine	5873,5 W
Puiss_th_nom[2][88]	Puissance thermique nominale : pente	-17,652 $W.K^{-1}$
Puiss_th_nom[3][88]	Puissance thermique nominale : majorant	5400 W
Puiss_elec_nom[1][88]	Puissance électrique nominale : ordonnée à l'origine	1602,8 W
Puiss_elec_nom[2][88]	Puissance électrique nominale : pente	-6,524 $W.K^{-1}$
Puiss_elec_nom[3][88]	Puissance électrique nominale : majorant	1380 W
MaxDebitCoge	Débit maximal de l'eau dans le circuit de cogénération	0,1427 $kg.s^{-1}$
MinDebitCoge	Débit minimal de l'eau dans le circuit de cogénération	0,05 $kg.s^{-1}$

Tableau 40. Paramètres d'entrée de l'objet `Coge`

Variable	Description	Valeur
Vint_Ball	Volume intérieur du ballon	700 l
Hint_Ball	Hauteur intérieure du ballon (i.e. hors isolation)	1,5 m
H_Thermocouple[1]	Position en hauteur du thermocouple (mi-hauteur)	0,75 m
e_Paroi	Épaisseur parois métalliques du ballon	0,003 m
Cond_Paroi	Conductivité des parois métalliques du ballon (acier)	60 $W.m^{-1}.K^{-1}$
e_Isol	Épaisseur de l'isolant du ballon	0,05 m
Cond_Isol	Conductivité l'isolant thermique du ballon (polyuréthanne)	0.025 $W.m^{-1}.K^{-1}$

Tableau 41 Paramètres d'entrée de l'objet `Ballon`

Variable	Description	Valeur
DebitEau	Débit de circulation de l'eau dans les batteries chaudes	0,04 $kg.s^{-1}$
Effic	Efficacité de l'échangeur thermique	80 %

Tableau 42 Paramètres d'entrée de l'objet `Emett`

Variable	Description	Valeur
DebitEau	Débit de circulation de l'eau dans les batteries chaudes	0,0045 $kg.s^{-1}$
Effic	Efficacité de l'échangeur thermique	90 %

Tableau 43 Paramètres d'entrée de l'objet `Echangeur` (échangeur externe)

Variable	Description	Valeur
Nb_occupants	Nombre d'occupants du bâtiment	4
Conso_journ_nom	Consommation journalière d'eau chaude par personne	40 l/j et /personne
T_Eau_ch	Température de l'eau chaude sanitaire	50 °C

Tableau 44 Paramètres d'entrée de l'objet `Eau_Sanitaire`

Les canalisations sont toutes identiques. La prise d'eau du circuit de cogénération se fait au bas du ballon et son retour par l'intermédiaire de la canne de stratification. La prise d'eau des circuits d'eau sanitaire et de chauffage se fait au sommet du ballon et le retour au bas du ballon.

87 *Ethylène Propylène Diène Monomère* : Mousse élastomère à base de caoutchouc synthétique

88 Tirés des équations (134) et (135)

III.6.2 Résultats pour le cas de référence

Le module informatique COMPO8 intégré à COMFIE fournit les températures en différents points des circuits d'eau et les quantités d'énergie produites, consommées, perdues et circulant dans les canalisations.

Le bilan énergétique du système complet est schématisé sur la Figure 98. Le Tableau 45 présente, pour le cas de référence, les valeurs correspondantes de l'énergie thermique fournie par l'unité de micro-cogénération au circuit d'eau, des pertes thermiques du ballon, des pertes thermiques des canalisations, de l'énergie fournie par l'émetteur et de l'énergie puisée par la consommation d'eau chaude sanitaire. Les valeurs de l'énergie d'appoint éventuellement nécessaire pour assurer la continuité de la fourniture des besoins de chauffage et d'eau chaude sanitaire sont aussi mentionnées. La colonne *Erreur* indique la différence entre l'entrée et les sorties, induites par les diverses erreurs du calcul numérique (arrondis, convergence des calculs itératifs non atteinte, etc.).

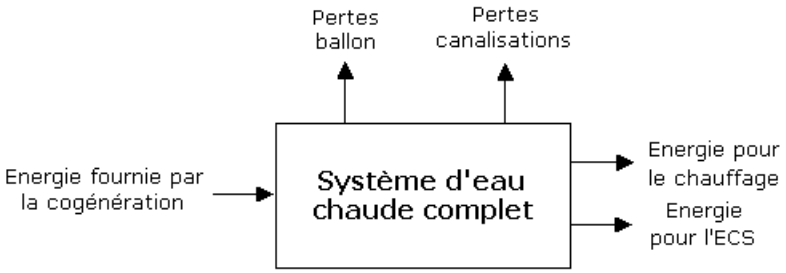


Figure 98 Bilan d'énergie sur le système complet

Sortie cogé.	Pertes ballon	Pertes cana.	Sous-total pertes	Sortie chauff	dont Appoint chauff	Sortie ECS	dont Appoint ECS	Sous-total sorties	*Erreur*
10 769	**1 057**	198	**1 255**	6 904	0	2 628	24	**9 508**	6

Tableau 45 Bilan énergétique annuel (en kWh/an)

Ce bilan est équilibré (erreur négligeable de 6 kWh/an). Les pertes thermiques représentent environ 11,7 % de l'énergie fournie par le combustible en entrée. Aucun appoint n'a été nécessaire pour le chauffage, ce qui signifie que l'unité de micro-cogénération n'est pas sous-dimensionnée vis-à-vis des besoins de chaleur. L'appoint relevé sur l'ECS est dû au refroidissement de l'eau stagnant dans les canalisations en dehors des périodes de puisage. Au démarrage du puisage un appoint est nécessaire durant quelques minutes pour assurer le niveau de température requis.

L'observation des températures dans le ballon (Figure 99) montre que sa moitié haute est toujours maintenue à une température supérieure à +50 °C environ, ce qui est suffisant pour assurer les besoins en eau chaude sanitaire. Au bas du ballon, la température varie entre 10 °C, à certains moments en hiver, et 70 °C, lorsque le ballon est plein.

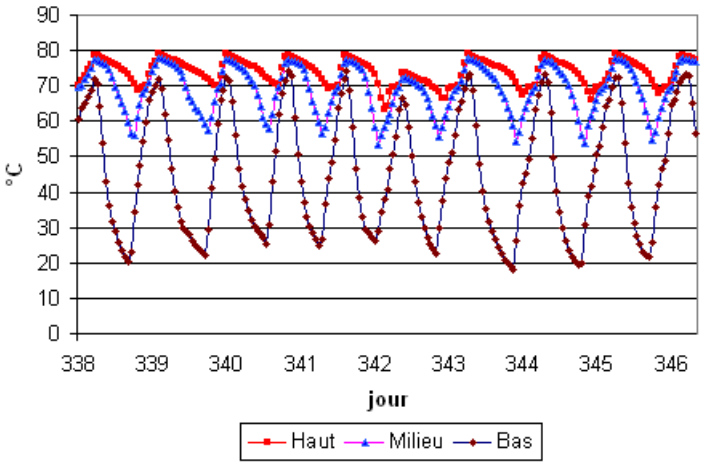


Figure 99 Température dans le ballon en hiver

La Figure 100 et la Figure 101 donnent un aperçu de la succession des séquences d'arrêt/démarrage de l'unité de micro-cogénération en hiver (début janvier) et en été (fin juillet). Les principaux pics de consommation électrique correspondent aux phases de démarrage. La durée d'un cycle correspond environ à 20 heures en hiver et 2,5 jours en été.

En hiver (Figure 100), le bilan électrique d'une phase de fonctionnement est largement positif du fait que le fonctionnement est maintenu durant plusieurs heures. Au cours du fonctionnement, la production électrique diminue progressivement en raison de la montée en température dans le ballon qui dégrade légèrement les rendements thermique et électrique de la machine.

En été (Figure 101), le bilan électrique d'une phase de fonctionnement se dégrade en raison de la courte durée du fonctionnement de l'unité de micro-cogénération. Ce phénomène est mis en évidence sur la Figure 102 où sont reportés les bilans électriques associés à chaque appel de fonctionnement.

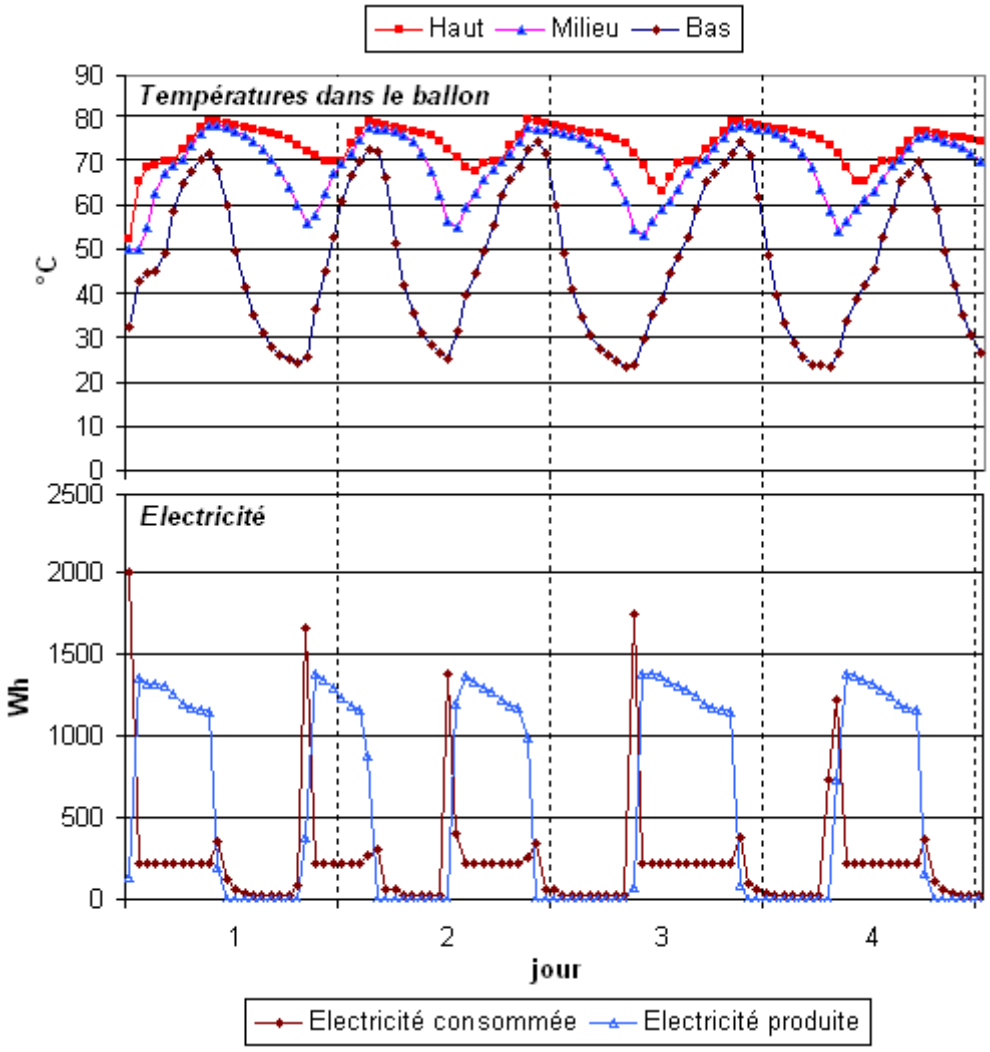


Figure 100 Températures dans le ballon et production et consommation d'électricité en hiver

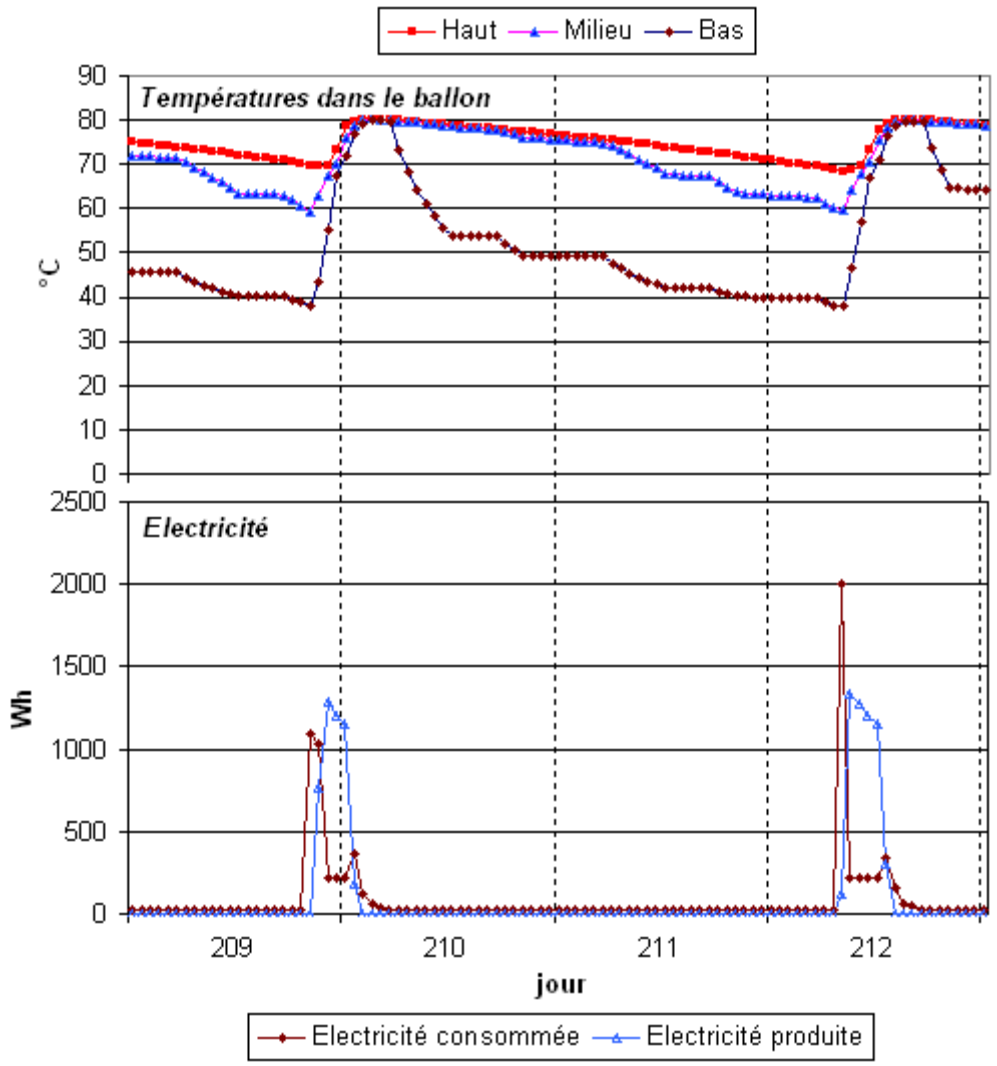


Figure 101 Températures dans le ballon. Production et consommation d'électricité en été

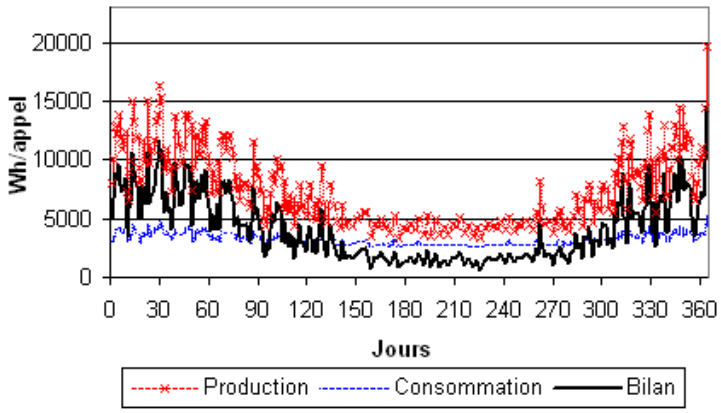


Figure 102 Production, consommation et bilan électrique pour chaque période de fonctionnement de l'unité de micro-cogénération (simulation d'une année complète)

Le comportement de l'unité de micro-cogénération est résumé dans le Tableau 46. La durée moyenne des phases de fonctionnement est de 7 h et 1 min et le facteur de charge[89] est proche de 23 %. Ces valeurs sont relativement élevées, ce qui amène un bilan électrique net largement positif (1 244 kWh/an) (Tableau 47). Le rendement net (rapport entre l'électricité produite nette et le contenu

[89] *Facteur de charge* : durée de fonctionnement équivalent à pleine puissance divisée par une année

énergétique du combustible consommé) est de 6,4 %, ce qui ne paraît pas très élevé mais s'explique par la part importante d'autoconsommation, qui représente environ la moitié de la production électrique.

Nombre de démarrages (/an)	Durée totale de fonctionnement (h/an)	Durée moyenne par démarrage (min)	Facteur de charge
283	1 984	421	22,6 %

Tableau 46 Utilisation de l'unité de micro-cogénération

Combustible consommé (kWh/an)	Electricité consommée (kWh/an)	Appoint total (kWh/an)	Électricité produite (kWh/an)	Bilan électrique net (kWh/an)	Rendement électrique net
19 444	1 252	24	2 519	**+1 244**	6,4 %

Tableau 47 Bilan du combustible consommé et de l'électricité produite nette

Du point de vue de la modélisation, ces résultats semblent plutôt satisfaisants : le bilan thermique y est correctement équilibré (très peu d'erreur) et le comportement des différents éléments du système paraît réaliste. Le bilan obtenu découle de l'interaction des différents éléments modélisés. Il peut varier en fonction de l'une ou de l'autre des caractéristiques de chacun de ces éléments.

III.7 Etude de sensibilité

Des études de sensibilité du modèle ont été réalisées, à partir du cas de référence, pour les paramètres les plus influents : charge de chauffage, volume du ballon de stockage, position du thermocouple dans le ballon.

III.7.1 Sensibilité à la charge de chauffage

Des simulations ont été menées pour différents niveaux de charge de chauffage annuelle variant de 3 100 à 15 860 kWh environ, toutes choses égales par ailleurs (simulations C1 à C5) (Tableau 48). La série C5 a été calculée à partir des données climatiques de Nancy (hiver plus rigoureux qu'à Trappes), ce qui explique le léger accroissement des besoins d'ECS.

Simul.	Sortie cogé.	Pertes ballon	Pertes cana.	Sous total pertes	Sortie chauff	dont Appoint chauff	Sortie ECS	dont Appoint ECS	Sous total sorties	*Erreur*
C1	**6 983**	1 073	187	**1 260**	3 103	0	2 628	23	**5 707**	16
Ref.	**10 769**	1 057	198	**1 255**	6 904	0	2 628	24	**9 508**	6
C2	**12 096**	1 050	196	**1 246**	8 223	0	2 628	24	**10 828**	22
C3	**13 844**	1 042	197	**1 239**	9 979	0	2 628	24	**12 583**	22
C4	**17 631**	1 033	197	**1 230**	13 806	14	2 628	26	**16 394**	7
C5	**19 605**	1 026	195	**1 222**	15 859	112	2 680	45	**18 382**	1

Simulation	Nombre de démarrages (/an)	Durée totale de fonctionnement (h/an)	Durée moyenne par démarrage (min)	Facteur de charge
C1	251	1 249	299	14,3 %
Ref.	283	1 984	421	22,6 %
C2	276	2 242	487	25,6 %
C3	279	2 579	555	29,4 %
C4	257	3 332	778	38,0 %
C5	229	3 705	971	42,3 %

Simulation	Combustible consommé (kWh/an)	Electricité consommée (kWh/an)	Appoint total (kWh/an)	Électricité produite (kWh/an)	Bilan électrique net (kWh/an)
C1	12 242	1 053	23	1 579	**+503**
Ref.	19 444	1 252	24	2 519	**+1 244**
C2	21 970	1 284	24	2 869	**+1 562**
C3	25 277	1 346	24	3 317	**+1 948**
C4	32 658	1 427	40	4 300	**+2 834**
C5	36 309	1 436	158	4 833	**+3 239**

Simulation	Taux de valorisation du combustible	*Rendement thermique*	*Rendement électrique brut*	Rendement électrique net
C1	59,7 %	46,8 %	12,9 %	4,1 %
Ref.	62,0 %	49,0 %	13,0 %	6,4 %
C2	62,4 %	49,4 %	13,1 %	7,1 %
C3	63,0 %	49,9 %	13,1 %	7,7 %
C4	63,5 %	50,3 %	13,2 %	8,7 %
C5	64,4 %	51,1 %	13,3 %	8,9 %

Tableau 48 Résultats de simulation pour différents niveaux de charge de chauffage

Le niveau de la charge influe relativement peu sur les pertes thermiques (légère diminution quand la charge augmente). Par contre, les performances du système (bilan électrique brut, taux de valorisation du combustible) sont meilleures lorsque la charge est élevée puisque le nombre de cycles d'arrêt-démarrage diminue et le facteur de charge augmente. Une charge élevée a donc tendance à favoriser la production électrique. Le système est alors sous-dimensionné et un appoint peut devenir nécessaire. Cet appoint ne constitue pas une réelle contrainte tant qu'il reste faible. Par contre, s'il est assuré par une résistance électrique, il réduit le bilan électrique net et peut le pénaliser en cas de fort sous-dimensionnement du système. Il existe alors un dimensionnement optimal maximisant le bilan électrique net du système.

Le nombre de démarrage présente un maximum aux alentours du niveau de charge du cas de référence. En effet pour une faible charge, la période où les besoins sont très faibles s'étale largement aux inter-saisons et pour une charge élevée, l'unité fonctionne sans arrêt durant une grande partie de la saison de chauffe.

III.7.2 Sensibilité au volume du ballon de stockage

Le ballon de stockage, en décorrélant la production de la consommation de chaleur, permet d'améliorer les conditions d'utilisation de l'unité de micro-cogénération. Une étude de sensibilité a été réalisée pour plusieurs volumes de stockage différents (700 l (référence), 1000 l, 2000 l et 3000 l), la forme générale du ballon étant conservée par homothétie de ses dimensions (Tableau 49).

Volume ballon	Sortie cogé.	Pertes ballon	Pertes cana.	Sous total pertes	Sortie chauff	dont Appoint chauff	Sortie ECS	dont Appoint ECS	Sous total sorties	*Erreur*
700 l	**10 769**	1 057	198	**1 255**	6 904	0	2 628	24	**9 508**	6
1 000 l	**11 035**	1 315	189	**1 504**	6 902	0	2 628	23	**9 507**	24
2 000 l	**11 731**	2 009	174	**2 183**	6 896	0	2 628	21	**9 502**	46
3 000 l	**12 332**	2 595	169	**2 764**	6 891	0	2 628	21	**9 498**	71

Volume ballon	Nombre de démarrages (/an)	Durée totale de fonctionnement (h/an)	Durée moyenne par démarrage (min)	Facteur de charge
700 l	283	1 984	421	22,6 %
1 000 l	236	2 058	523	23,5 %
2 000 l	126	2 272	1 082	25,9 %
3 000 l	87	2 426	1 673	27,7 %

Volume ballon	Combustible Consommé (kWh/an)	Electricité consommée (kWh/an)	Appoint total (kWh/an)	Électricité produite (kWh/an)	Bilan électrique net (kWh/an)
700 l	19 444	1 252	24	2 519	**+1 244**
1 000 l	20 167	1 164	23	2 621	**+1 435**
2 000 l	22 262	955	21	2 883	**+1 907**
3 000 l	23 778	889	21	3 066	**+2 156**

Volume ballon	Taux de valorisation du combustible	*Rendement thermique*	*Rendement électrique brut*	Rendement électrique net
700 l	62,0 %	49,0 %	13,0 %	6,4 %
1 000 l	60,3 %	47,3 %	13,0 %	7,1 %
2 000 l	55,7 %	42,8 %	13,0 %	8,6 %
3 000 l	52,9 %	40,0 %	12,9 %	9,1 %

Tableau 49 Résultats de simulation pour différents volumes de ballon de stockage

Lorsque le volume du ballon augmente, les pertes thermiques engendrées croissent, ce qui induit une surconsommation en combustible et une détérioration du taux de valorisation du combustible. Par contre, en raison de la réduction du nombre de démarrage et de l'allongement de la durée totale de fonctionnement, l'autoconsommation électrique diminue et la production électrique augmente, ce qui améliore le bilan électrique net. Le rapport entre production thermique et production électrique évolue donc en fonction du volume du ballon de stockage.

III.7.3 Sensibilité à la position du thermocouple de régulation dans le ballon

Le thermocouple placé dans le ballon (de hauteur 1,5 m) est utilisé pour réguler le redémarrage de l'unité de micro-cogénération. Une étude de sensibilité portant sur plusieurs hauteurs pour ce thermocouple (de 1,25 m à 0,25 m) a été menée (Tableau 50).

Position therm.	Sortie cogé.	Pertes ballon	Pertes cana.	Sous total pertes	Sortie chauff	dont Appoint chauff	Sortie ECS	dont Appoint ECS	Sous total sorties	*Erreur*
1,25 m	**10 610**	919	175	**1 094**	6 906	0	2 628	27	**9 506**	10
1 m	**10 724**	1 004	189	**1 193**	6 905	0	2 628	23	**9 509**	22
0,75 m	**10 769**	1 057	198	**1 255**	6 904	0	2 628	24	**9 508**	6
0,5 m	**10 848**	1 110	209	**1 320**	6 904	0	2 628	24	**9 508**	21
0,25 m	**10 994**	1 223	243	**1 466**	6 902	0	2 628	24	**9 506**	22

Position therm.	Nombre de démarrages (/an)	Durée totale de fonctionnement (h/an)	Durée moyenne par démarrage (min)	Facteur de charge
1,25 m	208	1 965	567	22,4 %
1 m	256	1 973	462	22,5 %
0,75 m	283	1 984	421	22,6 %
0,5 m	355	1 968	333	22,5 %
0,25 m	707	1 782	151	20,3 %

Position therm.	Combustible Consommé (kWh/an)	Electricité consommée (kWh/an)	Appoint total (kWh/an)	Électricité produite (kWh/an)	Bilan électrique net (kWh/an)
1,25 m	19 257	1 085	27	2 546	**1 434**
1 m	19 333	1 191	23	2 534	**1 319**
0,75 m	19 444	1 252	24	2 519	**1 244**
0,5 m	19 287	1 386	24	2 471	**1 061**
0,25 m	17 462	1 899	24	2 197	**274**

Position therm.	Taux de valorisation du combustible	*Rendement thermique*	*Rendement électrique brut*	Rendement électrique net
1,25 m	62,7 %	49,5 %	13,2 %	7,4 %
1 m	62,4 %	49,3 %	13,1 %	6,8 %
0,75 m	62,0 %	49,0 %	13,0 %	6,4 %
0,5 m	62,2 %	49,4 %	12,8 %	5,5 %
0,25 m	67,2 %	54,6 %	12,6 %	1,6 %

Tableau 50 Résultats de simulation pour différentes positions du thermocouple

Lorsque la température mesurée est inférieure de plus de 10°C à la température de consigne, le processus de démarrage est déclenché. En raison de la stratification dans le ballon, plus le thermocouple est placé près du fond du ballon et plus celui-ci perçoit tôt la baisse de température du ballon (l'eau froide se stocke au fond du ballon). Ainsi, le redémarrage de l'unité de micro-cogénération et le remplissage se déclenchent plus rapidement, sans que le ballon n'ait eu le temps de se vider. Les périodes d'arrêt sont réduites et le nombre de séquences d'arrêt-démarrage accru, ce qui tend à détériorer le bilan électrique net. De plus, si le ballon est quasiment toujours maintenu chaud les pertes thermiques de celui-ci sont favorisées. Une position haute du thermocouple semble donc préférable car elle réduit l'intermittence du fonctionnement et améliore l'utilisation du ballon, la valorisation du combustible et l'équilibre entre production thermique et électrique.

III.7.4 Autres phénomènes remarquables

Plus les canalisations sont longues, volumineuses et plus il faut de temps pour renouveler l'eau en leur sein. Ce délai et cette eau refroidie durant les périodes d'arrêt de la circulation réduisent les performances globales du système. Les besoins de chaleur peuvent ne pas être correctement assurés ce qui implique alors soit le non-respect des consignes de chauffage ou d'eau chaude sanitaire (eau froide en sortie de robinet le temps que « l'eau chaude arrive »), soit l'usage d'un appoint au début de chaque phase de puisage (notable sur toutes les simulations précédentes).

De même une mauvaise isolation du ballon ou des canalisations accroît les pertes thermiques de l'ensemble et réduit son rendement thermique. Cependant, ce défaut ne semble par influer sur le rendement électrique.

III.8 Conclusion

Le modèle proposé est très fortement inspiré de la caractérisation issue de la campagne d'essais réalisée au CEP.

Les résultats des simulations révèlent un comportement du système et de ses régulations qui semble réaliste. La réduction du nombre de strates dans le ballon et du pas de calcul ont permis de réduire très fortement les erreurs liées à la résolution numérique.

L'étude de sensibilité montre que :

- Il existe un niveau de charge thermique qui permet d'optimiser les performances globales du système, en deçà duquel le système est surdimensionné et au delà duquel la part de l'appoint devient prépondérante.
- L'accroissement du volume du ballon de stockage améliore le rendement électrique mais réduit le rendement thermique et le taux de valorisation du combustible en favorisant les pertes thermiques.

- La position du thermocouple dans le ballon influence le bilan électrique mais n'a pas d'influence notable sur les performances globales du système.
- L'accroissement des pertes thermiques dû à une mauvaise isolation ou à des canalisations trop longues réduit le rendement thermique du système et peut engendrer des besoins d'appoint.

Le modèle réalisé, intégré au modèle de bâtiment de COMFIE a été utilisé dans le chapitre IV pour l'analyse des bilans énergétiques et environnementaux de trois bâtiments très performants.

Chapitre IV

Applications

IV.1 Introduction

L'objet de ce chapitre est de présenter les bilans énergétiques et environnementaux de différents bâtiments faiblement consommateurs équipés de moyens de production d'énergie. Ces bilans s'appuyent sur les méthodes d'évaluation et d'analyse, ainsi que sur les outils, retenus au § I.3 (simulation dynamique du bâtiment avec Pléiades+COMFIE pour les bilans énergétiques, analyse de cycle de vie avec EQUER pour les bilans environnementaux). Ils doivent permettre une première analyse des performances obtenues selon le type de bâtiment et les équipements retenus.

Pour ce faire, trois bâtiments à usage résidentiel ont été étudiés. Ils diffèrent peu par leur usage mais fortement par leur taille et leur structure constructive. Il s'agit de :

- Deux maisons jumelles mitoyennes conformes au standard « Passivhaus »
- Une maison individuelle industrielle rénovée
- Un bâtiment de logement collectif rénové

Ces bâtiments existent réellement mais n'ont pas été conçus dans l'objectif d'atteindre un bilan d'énergie positif. Ici, pour chaque cas, une ou plusieurs variantes sont proposées en vue d'atteindre cet objectif.

Avant de présenter en détail les trois études réalisées, la partie suivante expose rapidement les modèles utilisés pour la réalisation des calculs énergétiques pour les différents équipements du bâtiment, en complément de ceux déjà présentés dans les chapitres précédents. Elle présente aussi les principales hypothèses retenues pour l'analyse de cycle de vie de ces équipements.

IV.2 Les équipements du bâtiment à énergie positive

IV.2.1 Modèles énergétiques

Plusieurs éléments du bâtiment à énergie positive n'ont pas été étudiés en détail dans cette thèse. Les modèles utilisés sont décrits ci-après.

IV.2.1.1 Installation photovoltaïque

Le modèle utilisé est celui qui a été intégré au sein du logiciel COMFIE (COMPO1) par Alain Guiavarch. Ce modèle, associé au modèle de bâtiment, calcule l'électricité produite par les panneaux photovoltaïques et l'électricité fournie au réseau à chaque pas de temps de la simulation du bâtiment [Guiavarch 2003]. Il comprend :

- un modèle de cellule, dit « modèle à une diode » [Fry 1998]
- un modèle de température de jonction simplifié [Duffie et Beckman 1991]
- un modèle d'onduleur, du type « caractéristique polynomiale du second degré ».

IV.2.1.2 Chauffe-eau solaire

Le modèle utilisé est le modèle mensuel de la méthode SOLO développé par le CSTB [Siino et Buscarlet 1995], qui a été antérieurement intégré au logiciel COMFIE sous la forme d'un module (COMPO4) par Alain Guiavarch. Ce modèle calcule les « fractions solaires » mensuelles de l'installation, c'est-à-dire la part des besoins mensuels d'eau chaude sanitaire couverte par les apports solaires.

IV.2.1.3 Pompe à chaleur

Aucun modèle détaillé de pompe à chaleur n'a été utilisé dans cette partie. La prise en compte de la pompe à chaleur se fait donc par l'intermédiaire de son coefficient de performance moyen annuel (COP annuel). Ce COP est défini comme le rapport entre l'énergie thermique fournie au bâtiment sur l'énergie électrique consommée par la pompe à chaleur durant une année.

IV.2.2 Analyse de cycle de vie

L'analyse de cycle de vie (ACV) du bâtiment considère, non seulement le bâti et les flux d'énergie durant son utilisation, mais aussi les divers équipements qui le composent. Pour ce faire, des données d'inventaires de cycle de vie ont été collectées pour les principaux équipements à partir des données de la base Ecoinvent (Version 2.0) [Frischknecht *et al.* 1996]. Un inventaire de cycle de vie contient les quantités des substances émises et puisées dans l'environnement correspondant à l'unité fonctionnelle considérée, par exemple la fabrication d'un kilogramme de matériau.

IV.2.2.1 Hypothèses concernant les ressources énergétiques mises en oeuvre

Pour l'évaluation des impacts liés à la production d'électricité, deux cas ont été considérés (Tableau 51) :

- Dans le cas général, la production électrique considérée correspond au bouquet énergétique français moyen de base, établi pour l'année 2007, à partir des données de l'Observatoire de l'Énergie.
- Pour le chauffage, la production électrique considérée correspond au bouquet énergétique français de chauffage moyen, établi pour les années 2005 à 2007, à partir de la production marginale des mois de chauffage (de novembre à mars) (Source : Base de données Pégase de la DGEMP).

	Nucléaire	**Hydraulique et EnR**	**Gaz**	**Charbon**	**Fioul**	*Total*
France, Base	77 %	12 %	5 %	5 %	1 %	*100 %*
France, Chauffage	48 %	5 %	10 %	27 %	10 %	*100 %*

Tableau 51 Hypothèses sur la production de l'électricité

Ces hypothèses sont fortement simplificatrices puisque les valeurs moyennes considérées ne reflètent pas la dynamique temporelle des productions électriques provenant du réseau ou du bâtiment. Une analyse s'appuyant sur une ACV dynamique permettrait de les affiner.

À partir de ces hypothèses et des données issues de la base Ecoinvent (Version 2.0), les valeurs des douze indicateurs étudiés ont pu être calculés pour une quantité d'énergie donnée (1 TJ) (Tableau 52). Le chauffage urbain considéré correspond à celui étudié sur le bâtiment de Montreuil, décrit au § IV.5.3.

Élément	Unité	*ENERGIE*	EAU	RESSOURCES	DECHETS	DECHETSRAD
		GJ	*m3*	*kg Sb eq.*	*t eq*	*dm3*
Élec. Base	1 TJ	*3,20E+03*	1,68E+03	2,19E+02	1,29E+01	1,21E+01
Élec. Chauffage	1 TJ	*3,33E+03*	1,31E+03	9,37E+02	4,30E+01	7,62E+00
Bois de chauffage (PCS)	1 TJ	*1,12E+03*	1,74E+01	1,68E+01	2,57E+00	2,46E-02
Chauff. urbain[90]	1 TJ	*1,12E+03*	1,15E+02	6,95E+02	4,10E+01	1,42E-01

Élément	PRG100	ACIDIF	EUTROPH	ECOTOX	SANTEHUM	O_3-SMOG	ODEUR
	t CO2	*kg SO2*	*kg PO4*	*PDF*m2*an*	*DALY*	*kg C2H4*	*Mm3*
Élec. Base	2,81E+01	1,15E+02	8,40E+00	3,04E+02	2,48E-02	4,83E+00	2,81E+02
Élec. Chauffage	1,24E+02	6,36E+02	4,01E+01	1,15E+03	9,54E-02	2,57E+01	7,62E+02
Bois de chauffage (PCS)	4,88E+00	1,33E+02	3,33E+01	1,16E+03	1,12E-01	1,92E+00	2,57E+02
Chauff. urbain	1,05E+02	6,89E+02	3,28E+01	1,06E+03	9,95E-02	3,21E+01	5,24E+01

Tableau 52 Indicateurs d'impacts des ressources énergétiques

La production électrique locale (photovoltaïque, micro-cogénération) peut intervenir à toute période de l'année. Elle est comptabilisée en déduction de l'électricité consommée en base.

La demande cumulative d'énergie (indicateur ENERGIE) a été utilisée pour calculer la consommation en énergie primaire des bâtiments étudiés dans ce chapitre.

[90] Tient compte de 3 % de pertes de chaleur sur le réseau de distribution.

IV.2.2.2 Installation photovoltaïque

L'inventaire réalisé correspond à celui d'une installation en silicium polycristallin intégrée en toiture. Il s'appuie sur les hypothèses d'une étude réalisée au CEP [Guiavarch et Peuportier 2001 ; Guiavarch 2003]. Outre les panneaux, cet inventaire intègre la structure métallique, l'onduleur et l'installation électrique. La fin de vie (éventuellement le recyclage), la fabrication et la maintenance sont prises en compte.

IV.2.2.3 Chauffe-eau solaire

Le chauffe-eau solaire comprend 5 m^2 de capteur solaire vitré à revêtement sélectif chromé, un échangeur thermique et deux pompes à eau de 40 W. L'inventaire de ce capteur s'appuie également sur les hypothèses de [Guiavarch et Peuportier 2001]. De manière à découpler la surface de capteur du volume du ballon de stockage, le ballon a été analysé à part.

IV.2.2.4 Ballon d'eau chaude

L'inventaire du ballon d'eau chaude est aussi tiré de [Guiavarch et Peuportier 2001]. Son volume de base est de 300 l. Son ACV intègre sa fabrication et son élimination. Il est modélisé séparément pour faciliter l'analyse de systèmes variés où le volume du ballon n'est pas nécessairement lié aux autres grandeurs des systèmes étudiés.

IV.2.2.5 Micro-cogénération

Le système considéré se rapproche de celui étudié au chapitre III. Il correspond au système de micro-cogénération étudié par le Swiss Centre for Life Cycle Inventories [Heck 2007]. Il comprend un moteur à gaz de 10 kW_{th} (15 kg d'acier et 15 kg d'aluminium), une génératrice (10 kg d'acier, 50 kg de polyester et 5 kg de laine minérale), un échangeur de chaleur à plaques et un bloc électrique. Le moteur à gaz est supposé équivalent à un moteur Stirling à bois car ce dernier ne présente pas de différence notable. L'impact environnemental du gaz de travail utilisé (azote) est négligé. La fabrication, l'installation et la maintenance du système sont prises en compte. Les données Ecoinvent utilisées sont connues uniquement pour la Suisse. Comme pour le chauffe-eau solaire, le ballon d'eau chaude n'est pas intégré et devra être pris en compte séparément. La durée de vie du système est de 100 000 h de fonctionnement. Elle comprend les heures de fonctionnement réel et considère 1 h de fonctionnement équivalent pour chaque démarrage. Cette équivalence est fixée a priori, en l'absence de toute donnée sur ce point.

IV.2.2.6 Pompe à chaleur

Il s'agit d'une pompe à chaleur compacte sur air vicié de 1,5 kW destinée au chauffage et à la fourniture d'eau chaude sanitaire pour une maison passive. L'évaluation de l'inventaire a été fortement simplifiée en l'absence de données précises. Les éléments suivants ont été considérés : la production et l'élimination de 30 kg d'acier et la production de 900 g de fluide frigorigène (R134a). En l'absence de données, les fuites, le remplacement et l'élimination du fluide frigorigène n'ont pas été comptabilisés.

IV.2.2.7 Echangeur air-sol

L'échangeur air-sol est constitué de tubes en polyéthylène de 200 mm de diamètre. Les données de fabrication sont directement tirées de la base Ecoinvent. L'installation n'est pas considérée. En fin de vie, les tubes sont incinérés.

IV.2.2.8 Valeur des indicateurs

Les résultats de l'évaluation des indicateurs d'impacts pour les différents équipements étudiés sont rassemblés dans le Tableau 53.

Élément	Durée de vie	Unité	ENERGIE	EAU	RESSOURCES	DECHETS	DECHETSRAD
			GJ	*m3*	*kg Sb eq.*	*t eq*	*dm3*
PV	30 ans	3 kWc	1,26E+02	6,41E+01	4,74E+01	4,36E+00	8,37E-02
CES	20 ans	5 m^2	1,14E+01	3,11E+00	4,07E+00	3,64E-01	7,72E-03
Ballon	25 ans	300 l	2,27E+01	9,28E+00	9,97E+00	2,03E+00	1,85E-02
Micro-cogé	100 000 h	1 unité	3,75E+01	1,54E+01	1,60E+01	4,62E+00	2,23E-02
PAC	20 ans	1 unité	2,88E+00	1,34E+00	1,28E+00	2,55E-01	2,22E-03
Ech. air-sol	30 ans	1 m	3,03E-01	3,85E-02	1,28E-01	2,50E-03	5,10E-05

Élément	PRG100	ACIDIF	EUTROPH	ECOTOX	SANTEHUM	O_3-SMOG	ODEUR
	t CO2	*kg SO2*	*kg PO4*	*PDF*m2*an*	*DALY*	*kg C2H4*	*Mm3*
PV	6,39E+00	2,75E+01	3,62E+00	3,05E+02	6,12E-03	1,35E+00	1,57E+02
CES	6,25E-01	3,57E+00	3,07E-01	2,79E+01	9,09E-04	1,51E-01	4,02E+00
Ballon	1,33E+00	6,92E+00	6,45E-01	1,08E+03	3,30E-03	3,98E-01	1,64E+01
Micro-cogé	2,19E+00	1,37E+01	1,15E+00	2,84E+02	3,56E-03	8,75E-01	4,86E+01
PAC	2,53E-01	9,53E-01	8,35E-02	1,35E+02	4,46E-04	5,36E-02	2,51E+00
Ech. air-sol	1,65E-02	3,54E-02	3,34E-03	2,66E-01	9,04E-06	2,76E-03	8,41E-02

Tableau 53 Indicateurs d'impacts des équipements du bâtiment à énergie positive

IV.3 Maisons passives mitoyennes à Formerie

En 2007, l'entreprise de construction de maisons individuelles *Les Airelles* a réalisé deux maisons mitoyennes à Formerie (Oise)[91] (Figure 103). Ces maisons se sont vu décerner le label *Passivhaus* (maison passive) par le Passivhaus Institut de Darmstadt (Allemagne). L'obtention du label « Passivhaus » est conditionné par la validation de trois critères correspondant à un niveau de performance élevé [Feist 2007] :

- des besoins de chauffage spécifiques[92] inférieurs à 15 $kWh.m^{-2}.an^{-1}$,
- une demande totale en énergie primaire[93] inférieure à 120 $kWh.m^{-2}.an^{-1}$ et
- une perméabilité à l'air[94] inférieure à 0,6 $vol.h^{-1}$ sous une différence de pression de 50 Pa (n_{50}).

À partir du bâtiment existant, présentant de faibles besoins énergétiques, il semble tout à fait possible de convertir le bâtiment passif en bâtiment à énergie positive par simple adjonction de systèmes de production locale d'énergie (p. ex. panneaux photovoltaïques, micro-cogénération).

IV.3.1 Présentation du bâtiment

Le bâtiment est constitué de deux maisons jumelles, disposées sur deux niveaux (R+1) et séparées par un mur mitoyen. Les deux maisons sont de surfaces, d'orientations et de dispositions identiques, à l'exception de la position des garages.

Ces deux maisons sont désignées par la suite par leur position « est » et « ouest ». Une grange, située à l'est du bâtiment, constitue un masque proche (cf. plan de masse Figure 104).

[91] Site internet : http://www.lesairelles.fr/formerie.asp

[92] Énergie utile par unité de surface nette à l'intérieur de l'enveloppe (*Treated Floor Area, TFA* [Feist et al. 2001]).

[93] Énergie primaire non-renouvelable par unité de surface nette à l'intérieur de l'enveloppe, incluant le chauffage, l'eau chaude sanitaire, les auxiliaires et l'électricité spécifique.

[94] Méthode d'évaluation normalisée [DIN EN 13829]. Généralement notée n_{50}.

Figure 103 Vue générale du bâtiment
EN ACT Architecture

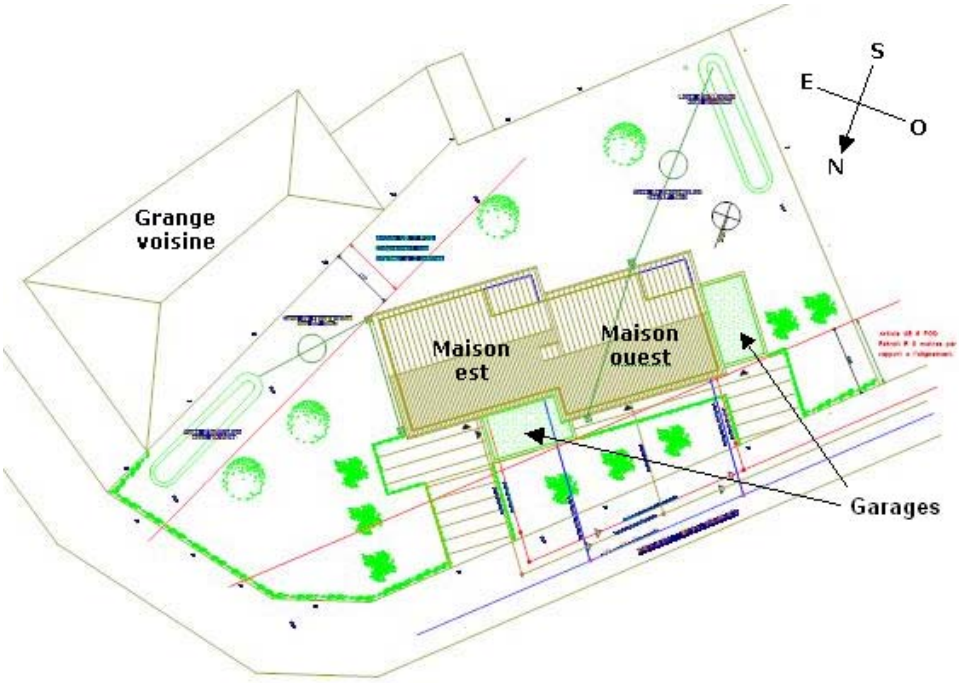


Figure 104 Plan de masse des deux maisons

Le bâtiment, à ossature bois, présente une architecture bio-climatique visant à optimiser les apports solaires en hiver. Il est très fortement isolé et sa perméabilité à l'air est faible. Chaque maison est équipée d'un système de ventilation à double-flux avec récupérateur de chaleur sur air vicié, d'un échangeur air-sol, d'un chauffe-eau solaire et d'un système compact à pompe à chaleur électrique sur air vicié assurant le chauffage et l'appoint de production d'eau chaude sanitaire.

En 2008, ce bâtiment n'a encore été ni occupé ni instrumenté. L'étude qui suit est donc purement théorique.

IV.3.2 Modélisation du bâtiment

La modélisation intègre trois aspects : le site, le bâti (architecture, structure, enveloppe, matériaux, etc.) et l'utilisation du bâtiment (équipements actifs, occupation, ventilation, protections solaires, etc.).

Le site est représenté par des données climatiques horaires (température de l'air extérieur, rayonnement solaire global horizontal, rayonnements solaires diffus horizontal et direct normal) sur

une année typique. En pratique, ces données sont issues de la station météorologique la plus proche du site. Les masques éventuels et la hauteur de l'horizon sont pris en compte.

IV.3.2.1 Le bâti

IV.3.2.1.1 Géométrie et enveloppe du bâtiment

La géométrie du bâtiment a été décrite via le logiciel ALCYONE. Toutes les parois principales et les ouvertures intérieures (portes) et extérieures (portes, portes-fenêtres et fenêtres) saisies respectent les dimensions, positions et orientations fournies par le plan du bâtiment pour chacun des deux niveaux. Le rez-de-chaussée, outre les garages, regroupe l'ensemble des pièces à vivre : séjour, cuisine, entrée, bureau, réserve (Figure 105), tandis que l'étage regroupe les pièces de repos : chambres, salle de bain, salon (Figure 106).

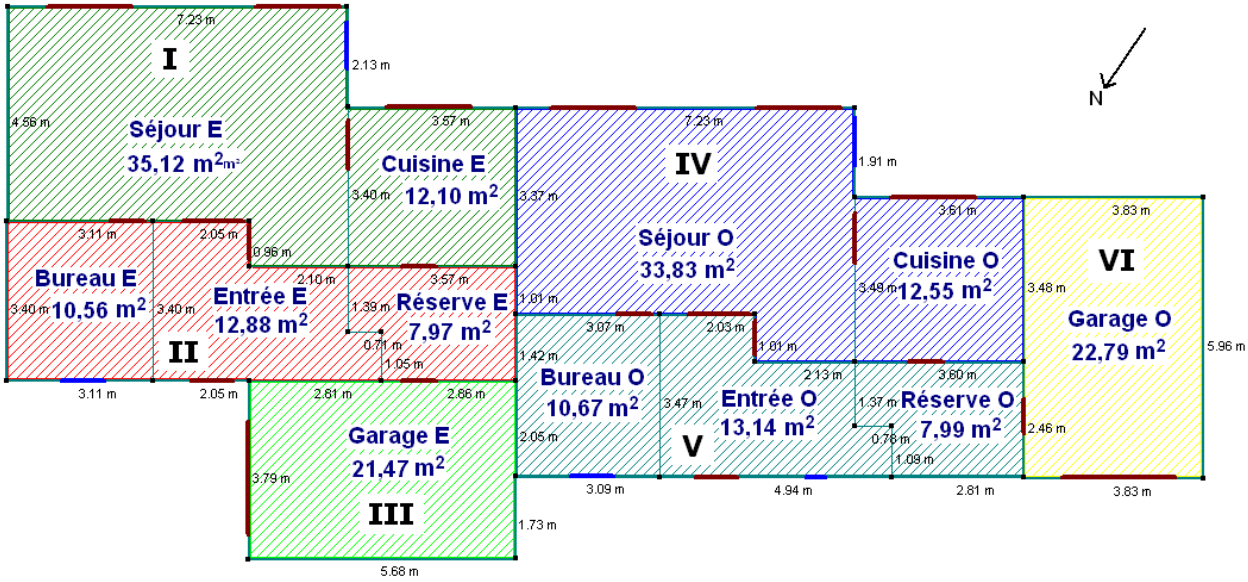


Figure 105 Plan du rez-de-chaussée modélisé

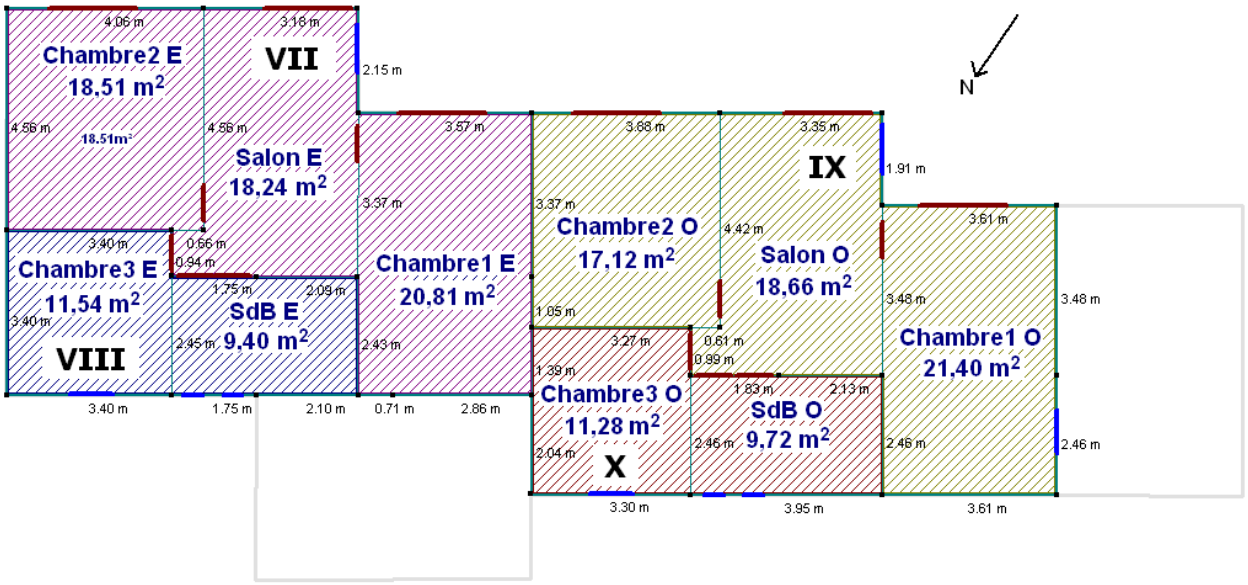


Figure 106 Plan du 1er étage modélisé

Pour simplifier le modèle, les pièces ont été regroupées en zones thermiques, considérées à température homogène tout au long de la simulation. Ces zones se distinguent par leur orientation

(nord, sud) et par leur occupation spécifique (jour, nuit, etc.). Cinq zones thermiques ont été définies pour chaque logement, soit dix zones au total (Figure 107) :

- une zone *séjour + cuisine* (occupation jour, orientation sud) (zones I et IV),
- une zone *entrée + bureau* (occupation occasionnelle, orientation nord) (zones II et V),
- une zone *chambres + salon* (occupation nuit, orientation sud) (zones VII et IX),
- une zone *chambre + salle de bain* (occupation nuit, orientation nord) (zones VIII et X),
- une zone *garage*, non chauffée (zones III et VI).

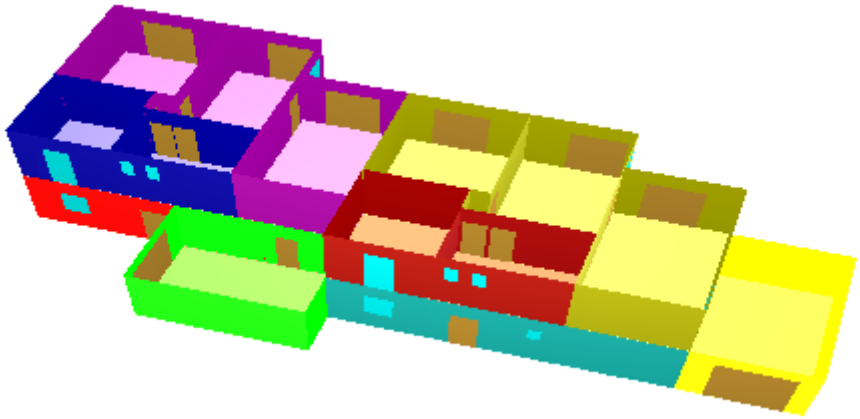


Figure 107 Représentation en 3 dimensions du bâtiment modélisé

Le comble, situé au-dessus de l'isolant, est considéré à température extérieure ; cet espace n'est donc pas modélisé comme une zone. La dalle est construite sur terre-plein. La surface habitable de chaque logement représente 132 m^2 (surface de référence).

IV.3.2.1.2 Composition des parois

Le Tableau 54 ci-après récapitule la composition et les propriétés des neuf types de parois qui ont été considérés pour le bâtiment.

Désignation	Matériaux (épaisseur)	Épaisseur cm	Conductance thermique spécifique (coeff. U) W.m^{-2}.K^{-1}	Masse surfacique kg.m^{-2}
Murs extérieurs	*Polystyrène expansé (15 cm) + Structure bois + ouate de cellulose (22 cm)*	41,4	0,125	75
Dalle	*Polystyrène expansé (20 cm) + Béton + carrelage*	50	0,189	695
Planfond combles	*Ouate de cellulose (40 cm) + Gypse renforcé*	41,3	0,112	36
Murs intérieurs (porteurs)	*Parpaing (15 cm)*	17	5,18	225
Cloisons intérieures	*Plâtre + Lame d'air (1,5 cm) + Plâtre*	4,5	4,20	36
Mur mitoyen	*Béton lourd (20 cm)*	22	5,83	490
Planchers intermédiaires	*OSB + Laine de verre (10 cm) + OSB*	13,6	0,37	25
Mur des garages	*Bois lourd (2 cm)*	2	11,5	13
Plafond des garages	*Bois lourd (2 cm)*	2	11,5	13

Tableau 54 Compositions mises en œuvre dans la modélisation des maisons de Formerie

IV.3.2.1.3 Composition des ouvertures

Le Tableau 55 ci-après récapitule la composition et les propriétés des quatre types d'ouvertures qui ont été considérés pour le bâtiment.

Désignation de l'ouverture	Matériau	Conductance thermique moyenne (coeff. U) $W.m^{-2}.K^{-1}$	Facteur solaire
Porte d'entrée	*Bois isolé*	0,78	-
Porte de séparation	*Bois isolé*	0,8	-
Portes intérieures	*Bois*	5	-
Portail métallique (garage)	*Acier*	7	-
Vitrages (fênetres et portes-fenêtres)	*Triple vitrage + Cadre bois*	0,71 (U_w)[95]	0,47

Tableau 55 Ouvertures mises en œuvre dans la modélisation des maisons de Formerie

Le facteur solaire global des vitrages est modulé selon la saison par des scénarios d'occultation (cf. § IV.3.2.2.3).

IV.3.2.1.4 Autres éléments

Des masques ont été spécifiés sur les vitrages des façades sud-est et nord-est afin de tenir compte de la présence de la grange voisine, d'une part, et de la géométrie particulière de la façade sud-est (présence de balcons, retraits), d'autre part.

Des ponts thermiques ont été considérés sur l'ensemble des façades au niveau des fondations et du plafond mais pas entre les logements et les garages. En l'absence de mesures et de connaissance de la qualité des finitions, les coefficients de transmission thermique linéiques sont difficiles à évaluer. Ils ont donc tous été fixés forfaitairement à 0,1 $W.K^{-1}.m^{-1}$ (soit au total 13,6 $W.K^{-1}$), ce qui correspond à des ponts thermiques faibles (voir par exemple [OFEN 2003]).

IV.3.2.2 Les scénarios d'utilisation du bâtiment

Ces scénarios décrivent l'utilisation du bâtiment. Sauf mention contraire, ils s'appliquent tous les jours de l'année ; aucune distinction n'a été réalisée pour les samedis, dimanches et périodes de vacances.

IV.3.2.2.1 Scénarios d'occupation

Chaque occupant représente une source de chaleur, d'une puissance moyenne supposée de 80 W. Quelle que soit la période considérée, les scénarios d'occupation ont été définis par rapport à une référence de quatre occupants par logement. Trois scénarios d'occupation distincts ont été considérés :

- Un scénario « *diurne total* » : présence à 80 % de 6 h à 8 h, à 50 % de 17 h à 18 h, à 80 % de 18 h à 22 h, nulle le reste du temps. Ce scénario s'applique aux zones « séjour + cuisine» (rez-de-chaussée).
- Un scénario « *diurne occasionnel* » : présence à 10 % de 19 h à 22 h, nulle le reste du temps. Ce scénario s'applique aux zones « *entrée* + *bureau* » (rez-de-chaussée).
- Un scénario « *nocturne* » : présence à 5 % de 19 h à 22 h, à 50 % de 22 h à 6 h, de 10 % de 6 h à 8 h, nulle le reste du temps. Ce scénario s'applique à chaque zone de l'étage.

L'énergie annuellement fournie pas les occupants au bâtiment est de 1 670 kWh/an.

IV.3.2.2.2 Scénarios de puissance dissipée

Des scénarios de puissance dissipée ont été considérés en supposant que l'énergie dissipée par l'ensemble des systèmes consommateurs d'énergie intérieurs (éclairage, électroménager) s'élève à environ 1 500 kWh par an et par logement, dont environ 350 kWh pour la cuisson, supposée entièrement électrique. Cette hypothèse correspond à un logement économe [Sidler 1997]. Elle

[95] U_w désigne la conductance thermique moyenne de l'ensemble « cadre + vitrages »

pourrait doubler si les habitants utilisaient des luminaires et des appareils électroménagers fortement consommateurs en énergie. La majorité de cette énergie est dissipée dans les séjours et les cuisines.

Les équipements considérés sont généralement consommateurs d'électricité. La consommation d'électricité est néanmoins supérieure à la puissance dissipée car il est possible que la chaleur consécutive à une consommation d'électricité ne soit pas dissipée dans le bâtiment. C'est le cas, par exemple, de l'eau chauffée dans un lave-linge qui est directement évacuée après usage, sans céder sa chaleur au bâtiment. Ici la consommation des appareils chauffant de l'eau avant de l'évacuer et la surconsommation électrique induite par le système de ventilation ont été intégrés au bilan électrique.

IV.3.2.2.3 Scénarios d'occultation

La gestion des apports solaires passifs passe par celle des protections solaires. Deux cas sont considérés selon l'usage de la zone :

- Pour les zones « jour » (rez-de-chaussée), les protections solaires (stores à lamelles extérieurs) sont mises en place de 8 h à 20 h en été. Elles réduisent le facteur solaire des vitrages de 80 % et ajoutent une résistance thermique négligeable.
- Pour les zones « nuit » (étage), les mêmes protections solaires sont mises en place la nuit ainsi que de 8 h à 20 h en été.

IV.3.2.2.4 Scénarios saisonniers

Deux types de scénarios ont été distingués, selon la période de l'année.

- **Période de chauffage (HIVER)**

En période de chauffage, la *consigne de température* est fixée à 19°C, 24h/24h et dans toutes les pièces du logement (hors garage non-chauffé). Il s'agit d'une hypothèse : l'utilisation d'une programmation ou d'une régulation par zone permettrait de moduler plus finement cette température.

En ce qui concerne le *renouvellement d'air*, le débit hygiénique (0,5 vol.h^{-1}) correspond à 135 m^3.h^{-1} pour la cuisine, 30 m^3.h^{-1} pour la salle de bains de l'étage, 30 m^3.h^{-1} pour le WC et 15 m^3.h^{-1} pour la petite salle d'eau du rez-de-chaussée, soit un total de 210 m^3.h^{-1}. La ventilation de toutes les pièces depuis l'extérieur est fixée à ce débit hygiénique, mais un débit de 0,03 vol.h^{-1} a été ajouté pour représenter les infiltrations. Cette valeur a été calculée par la méthode de l'AIVC à partir du renouvellement à n_{50} [AIVC 1988]. Le récupérateur sur air vicié (efficacité moyenne de 80 %) est actif et couplé à l'échangeur air-sol.

Les données météorologiques employées sont celles retenues par la réglementation thermique RT2005 pour la station météorologique de Trappes (78). Elles correspondent à une année moyenne.

- **Période rafraîchissement (ÉTÉ)**

Aucun système actif n'est considéré pour maintenir le confort d'été (pas de climatisation). L'air de renouvellement traverse uniquement l'échangeur air-sol, mais l'échangeur sur air vicié est by-passé.

Une surventilation naturelle de 5 vol.h^{-1} est supposée la nuit, ce qui correspond à l'ouverture des fenêtres. Cette surventilation s'applique à toutes les pièces ventilées (hors garage) de 23 h à 8 h lorsque la température extérieure est inférieure à la température intérieure.

Afin d'évaluer les performances en période caniculaire, les données météorologiques relevées à Montreuil (93) en juillet et août 2003 (canicule) ont été utilisées en lieu et place des données moyennes de Trappes.

IV.3.2.3 Équipements

Chaque logement est équipé de 5 m^2 de capteurs solaires thermiques (Vitosol®) produisant une partie de l'eau chaude sanitaire et d'un système de ventilation comprenant :

- un échangeur sur air vicié (efficacité moyenne de 80 %)
- un échangeur air-sol mono-tube PVC (diam. : 200 mm) de 30 m de long, placé à 1,35 m sous la surface du sol dans le jardin (argile rouge).

- une pompe à chaleur compacte sur air vicié, utilisée comme appoint pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire. Son COP annuel est de 3, ce qui correspond à une valeur moyenne pour ce type d'équipement.

Dans le bilan énergétique, la consommation électrique du système de ventilation prise en compte est celle calculée par le modèle développé et présenté au § II.3.6.2.

IV.3.2.4 Principales incertitudes sur les hypothèses

Les incertitudes résident dans l'évaluation des ponts thermiques, des infiltrations d'air, mais aussi des scénarios d'occupation (nombre de personnes au cours du temps), de régulation (choix de consignes de thermostat dans les différentes zones et selon l'heure) et de puissance dissipée (consommations pour l'éclairage et l'électroménager). Elles sont difficilement quantifiables.

IV.3.3 Simulations

Trois variantes théoriques du bâtiment ont été étudiées, qui se distinguent par le mode de chauffage mis en œuvre.

- Sur la variante « **Pompe à chaleur** » (*PAC*), le chauffage et l'appoint d'eau chaude sanitaire sont fournis par la pompe à chaleur décrite plus haut (§ IV.3.2.3).
- Sur la variante « **Micro-cogénération** » (*Cogé*), ces besoins sont fournis par le système de micro-cogénération étudié et décrit au chapitre III. L'unité de micro-cogénération est supposée branchée à un ballon de 700 l bien isolé, fournissant les deux logements.
- Sur la variante « **Chaudière à condensation** » (*Chaudière*), les besoins de chauffage sont assurés par une chaudière à condensation à bois d'un rendement PCS net moyen annuel de 75 %. Le reste de l'installation est identique à celle de la variante *Cogé*.

Sur ces trois variantes, une installation photovoltaïque est intégrée à la toiture. L'orientation des panneaux (35°E) et leur inclinaison (25°) sont celles de la toiture. L'installation comporte 8 branches de 20 modules de silicium polycristallin de 0,48 m^2, soit une surface totale de 76,8 m^2. La puissance totale de panneaux installée de 8 kW_c et la puissance nominale des onduleurs est de 8 kW.

Dans les trois cas, pour l'analyse de cycle de vie, en plus des matériaux décrits dans la composition des parois, de la dalle, des cloisons intermédiaires et des planchers, les matériaux constitutifs des fondations (69 m^2 de parpaing épais de 20 cm et 8,7 m^3 de béton lourd) et de la toiture (11 m^3 de charpente en bois et 3,1 m^3 de tuiles en terre cuite) ont été considérés. Une consommation de 150 l d'eau sanitaire par jour et par personne (dont 40 l d'eau chaude) est comptabilisée. L'énergie prise en compte est celle issue du bilan énergétique réalisé. La production de déchets ménagers et les transports des habitants durant la phase d'utilisation du bâtiment n'entrent pas dans le cadre de cette étude.

IV.3.4 Résultats

IV.3.4.1 Confort thermique

Pour les trois variantes, les besoins de chauffage sont correctement satisfaits en hiver.

Durant un été présentant une période caniculaire, l'échangeur air-sol associé à la surventilation naturelle nocturne permet de limiter l'inconfort à 15 $DJI_{27°C}$. La simulation montre que, sans ces deux moyens de rafraîchissement passifs, l'inconfort atteindrait 115 $DJI_{27°C}$, et qu'un échangeur air-sol sans surventilation permettrait déjà de limiter l'inconfort à 40 $DJI_{27°C}$. Ainsi, la ventilation nocturne est ici essentielle pour maintenir un niveau de température acceptable en période caniculaire.

IV.3.4.2 Bilan énergétique

Pour les trois variantes, les bilans énergétiques sont présentés selon les formalismes décrits au § I.3.1.1 (tableaux et diagrammes de flux). L'hypothèse retenue est que l'électricité produite localement n'est pas consommée mais totalement exportée sur le réseau. En pratique, c'est la solution qui permet généralement d'optimiser le bilan économique de l'opération, du fait que des tarifs

de soutien avantageux à la production locale d'électricité favorisent la vente de l'électricité produite par rapport à sa consommation directe.

Pour les bilans énergétiques présentés dans cette partie et dans tout ce chapitre, les valeurs numériques des flux énergétiques sont exprimées au kWh près, à partir des résultats de calcul, afin de garantir l'exactitude de la comptabilité énergétique. Cependant, ce détail dans l'écriture numérique n'est pas représentatif de la précision des calculs. Ainsi lors de l'interprétation des résultats, seuls les trois premiers chiffres significatifs seront généralement retenus.

IV.3.4.2.1 Variante « Pompe à chaleur »

Les résultats obtenus pour la variante « Pompe à chaleur » (Tableau 56 et Figure 108) montrent un bilan exportateur net de 904 kWh/an. Le bâtiment est donc « à énergie positive » au sens de la définition retenue au § I.2.2. Le bilan annuel est aussi positif du point de vue de l'énergie primaire : la production annuelle du bâtiment évite la consommation de 2 805 kWh d'énergie primaire pour la production d'électricité. Aucun combustible fossile ou renouvelable n'est consommé et la pompe à chaleur permet de valoriser la chaleur contenue dans l'air extrait du bâtiment sans que cela n'alourdisse excessivement le bilan de consommation électrique du bâtiment. D'autre part, l'installation photovoltaïque, qui occupe la quasi-totalité du pan de toiture exposé au sud-est fournit suffisamment d'électricité pour satisfaire les besoins du bâtiment.

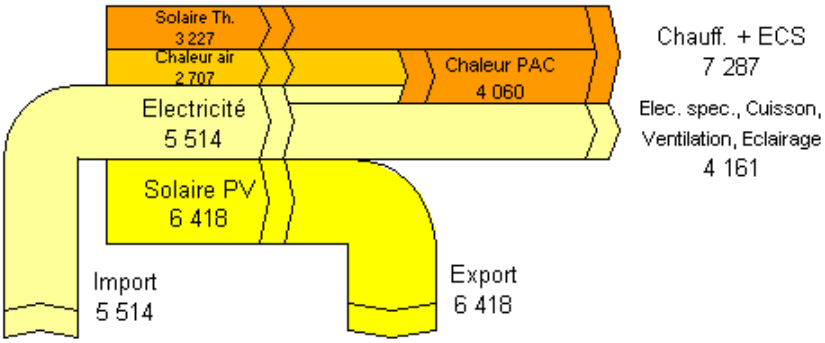


Figure 108 Diagramme de flux, maisons de Formerie, variante *Pompe à chaleur*

Maisons de Formerie *(2 logements)*		**Electricité** kWh/an		**Biomasse** kWh_{PCS}/an	**Chaleur/Froid** KWh/an	**Total** KWh/an	
Variante *Pompe à chaleur*		réseau	production locale				
APPROVISIONNEMENTS							
Production locale d'énergie	*Secondaire (P_{II})*		*0*		*4 060*	*4 060*	
	Primaire (P_I)		6 418	0	3 227	9 645	
Importation (achat) (I)		5 514		0	0	***5 514***	**+904**
Exportation (vente) (-E)			–6 418	0		***–6 418***	
Variation des stocks (ΔS)		0		0		0	
Total disponibilités ($D=P_I+I-E-\Delta S$)		**5 514**		**0**	**3 227**	**8 741**	
Total approvisionnements ($D+P_{II}$)		5 514		0	7 287		
USAGES							
Consommation pour la production d'énergie secondaire (C_{II})		*1 353*		*0*	*0*	*1 353*	
Chauffage		0		0	2 032	2 032	
Eau chaude sanitaire		0		0	5 255	5 255	
Cuisson, Éclairage, Élec spécifique		2 354		0		2 354	
Ventilation mécanique		1 807				1 807	
Total consommation finale (C_F)		**4 161**		**0**	**7 287**	**11 448**	
Total emplois ($C_{II}+C_F$)		5 514		0	7 287		
Consommation Energie primaire		**–2 805**		**0**	**0**	**–2 805**	

Tableau 56 Bilan énergétique, maisons de Formerie, variante *Pompe à chaleur*

IV.3.4.2.2 Variante « Micro-cogénération »

Pour la variante *Micro-cogénération*, les résultats obtenus (Tableau 57 et Figure 109) révèlent un bilan négatif à la fois en énergie finale (importateur net de 6 510 kWh/an) et en énergie primaire (importateur net de 1 621 kWh_{EP}/an). En effet, le système de micro-cogénération est ici fortement sur-dimensionné et son facteur de charge atteint à peine 10,7 %. La charge thermique à fournir est faible, à la fois du fait des performances du bâtiment (besoins de chaleur de 2 035 kWh/an, soit 8 $kWh.m^{-2}.an^{-1}$) et de l'apport de chaleur du capteur solaire thermique (3 730 kWh/an). Elle atteint 4 040 kWh/an, ce qui est inférieur à celle du cas C1 de l'étude de sensibilité présentée au § III.7.1, déjà identifiée comme défavorable. La charge idéale est plus proche du cas C5 : environ 20 000 kWh/an, soit quatre fois plus (Tableau 58).

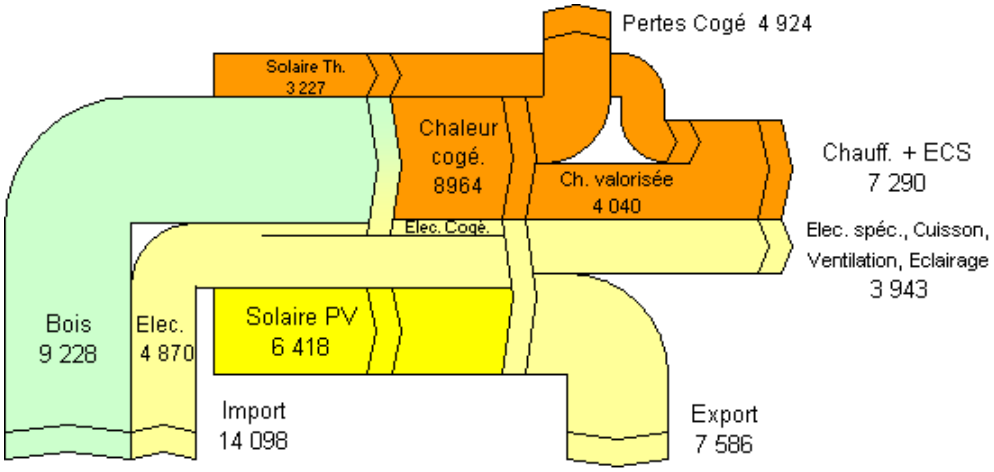


Figure 109 Diagramme de flux, maisons de Formerie, variante *Micro-cogénération*

Maisons de Formerie *(2 logements)*		**Electricité** kWh/an		**Biomasse** kWh_{PCS}/an	**Chaleur/Froid** KWh/an	**Total** KWh/an	
Variante *Micro-cogénération*		réseau	production locale				
APPROVISIONNEMENTS							
Production locale d'énergie	*Secondaire (P_{II})*		*1 168*		*4 040*	*5 208*	
	Primaire (P_I)		6 418	0	3 227	9 645	
Importation (achat) (I)		4 870		9 228	0	14 098	**–6 512**
Exportation (vente) (-E)			–7 586	0		–7 586	
Variation des stocks (ΔS)		0		0		0	
Total disponibilités ($D=P_I+I-E-\Delta S$)		**3 702**		**9 228**	**3 227**	**16 157**	
Total approvisionnements ($D+P_{II}$)		4 870		9 228	7 267		
USAGES							
Consommation pour la production d'énergie secondaire (C_{II})		*904*		*9 228*	*0*	*10 132*	
Chauffage		0		0	2 035	2 035	
Eau chaude sanitaire		23		0	5 232	5 255	
Cuisson, Éclairage, Élec spécifique.		2 354		0		2 354	
Ventilation mécanique		1 589				1 589	
Total consommation finale (C_F)		**3 966**		**0**	**7 267**	**11 233**	
Total emplois ($C_{II}+C_F$)		4 870		9 228	7 267		
Consommation Energie primaire		**–8 691**		**10 312**	**0**	**1 621**	

Tableau 57 Bilan énergétique, maisons de Formerie, variante *Micro-cogénération*

Simul.	Sortie cogé.	Pertes ballon	Pertes cana.	Sous total pertes	Sortie chauff	dont Appoint chauff	Sortie ECS	dont Appoint ECS	Sous total sorties	*Erreur*
Formerie	**5 315**	1 127	140	**1 266**	2 035	0	2 029	23	**4 041**	7
C1	**6 983**	1 073	187	**1 260**	3 103	0	2 628	23	**5 707**	16
C5	**19 605**	1 026	195	**1 222**	15 859	112	2 680	45	**18 382**	1

Simulation	Nombre de démarrages (/an)	Durée totale de fonctionnement (h/an)	Durée moyenne par démarrage (min)	Facteur de charge
Formerie	216	942	262	10,7 %
C1	251	1 249	299	14,3 %
C5	229	3 705	971	42,3 %

Simulation	Combustible consommé (kWh/an)	Electricité consommée (kWh/an)	Appoint total (kWh/an)	Électricité produite (kWh/an)	Bilan électrique net (kWh/an)
Formerie	9 229	904	23	1 169	+241
C1	12 242	1 053	23	1 579	+503
C5	36 309	1 436	158	4 833	+3 239

Simulation	Taux de valorisation du combustible	*Rendement thermique*	*Rendement électrique brut*	Rendement électrique net
Formerie	56,5 %	43,8 %	12,7 %	2,6 %
C1	59,7 %	46,8 %	12,9 %	4,1 %
C5	64,4 %	51,1 %	13,3 %	8,9 %

Tableau 58 Résultats pour le bâtiment de Formerie et les cas C1 et C5 de l'étude de sensibilité

Du fait de son surdimensionnement, l'unité de micro-cogénération est peu sollicitée (216 fois par an) et en dehors de la saison de chauffe, la faible durée de fonctionnement par appel permet à peine d'équilibrer le bilan électrique (Figure 110).

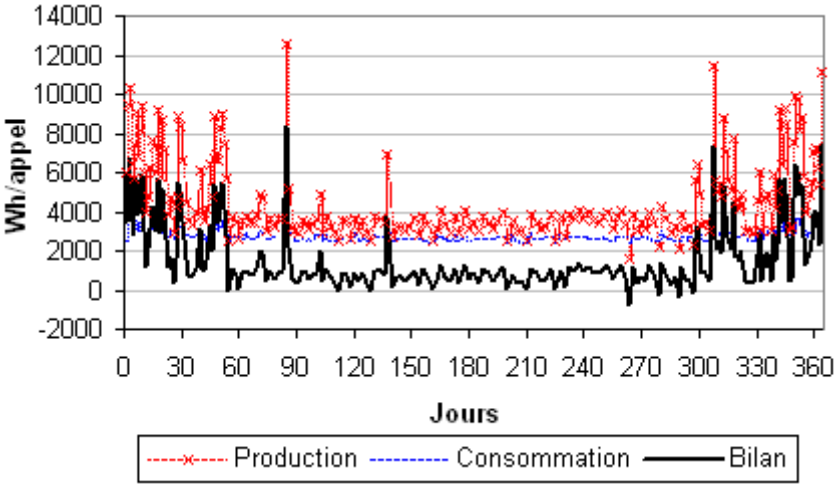


Figure 110 Bilan électrique pour chaque appel de l'unité de micro-cogénération à Formerie

Le bilan énergétique global est donc peu favorable et la micro-cogénération, par ses faibles performances, représente ici un handicap. Remplacer, sur cette variante, l'unité de micro-cogénération par une chaudière à condensation à bois paraît plus avantageux. C'est ce qui est fait dans la partie suivante.

IV.3.4.2.3 *Variante « Chaudière à condensation »*

Les résultats obtenus pour cette variante (Figure 111 et Tableau 59) sont plus favorables que ceux de la variante *Micro-cogénération*. Les pertes thermiques y sont divisées par plus de 3 par rapport au cas précédent, ce qui a permis de réduire la consommation de bois d'environ 40 % (5 410 kWh/an contre 9 230 kWh/an précédemment). Le bilan net reste importateur en énergie finale (de 3 160 kWh/an) mais environ deux fois moins que pour la variante *Micro-cogénération*. Par contre, le bilan en énergie primaire est exportateur (1 173 kWh_{EP}/an) : la production électrique évitée par l'électricité exportée compense à la fois la consommation électrique du bâtiment et sa consommation de bois.

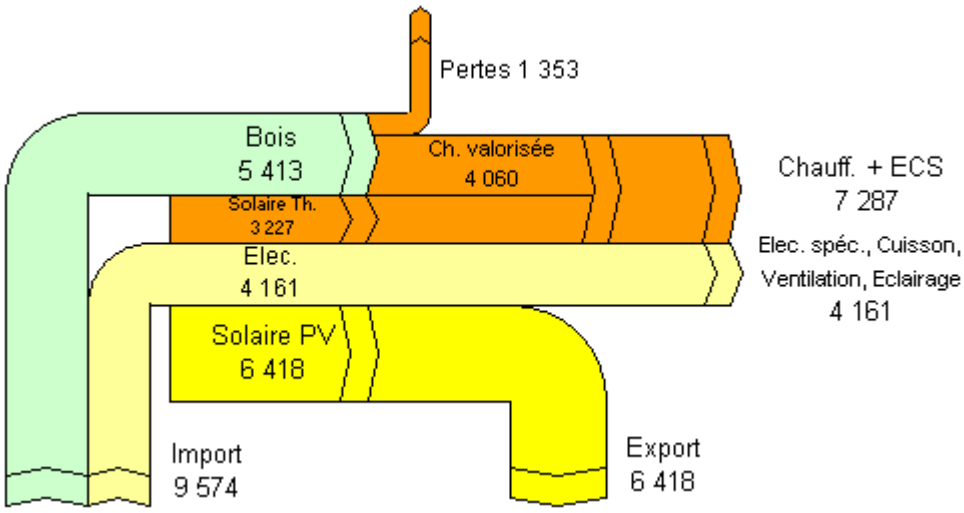


Figure 111 Diagramme de flux, maisons de Formerie, variante *Chaudière à condensation*

Maisons de Formerie *(2 logements)*		**Electricité** kWh/an		**Biomasse** kWh_{PCS}/an	**Chaleur/Froid** KWh/an	**Total** KWh/an	
Variante *Chaudière à condensation*		réseau	production locale				
APPROVISIONNEMENTS							
Production locale d'énergie	*Secondaire (P_{II})*		*0*		*4 060*	*4 060*	
	Primaire (P_I)		6 418	0	3 227	9 645	
Importation (achat) (I)		4 161		5 413	0	9 574	**–3 156**
Exportation (vente) (-E)			–6 418	0		–6 418	
Variation des stocks (ΔS)		0		0		0	
Total disponibilités ($D=P_I+I-E-\Delta S$)		**4 161**		**5 413**	**3 227**	**11 662**	
Total approvisionnements ($D+P_{II}$)		4 161		5 413	7 267		
USAGES							
Consommation pour la production d'énergie secondaire (C_{II})		*0*		*5 413*	*0*	*5 413*	
Chauffage		0		0	2 032	2 032	
Eau chaude sanitaire		0		0	5 255	5 255	
Cuisson, Éclairage, Élec spécifique.		2 354		0		2 354	
Ventilation mécanique		1 589				1 589	
Total consommation finale (C_F)		**4 161**		**0**	**7 287**	**11 448**	
Total emplois ($C_{II}+C_F$)		4 161		5 413	7 287		
Consommation Energie primaire		**–7 222**		**6 049**	**0**	**–1 173**	

Tableau 59 Bilan énergétique, maisons de Formerie, variante *Chaudière à condensation*

IV.3.4.3 Bilan environnemental

Le bilan environnemental a été réalisé pour une durée de vie du bâtiment de 80 ans. Les résultats pour l'ensemble du cycle de vie sont représentés graphiquement en valeurs relatives sur la Figure 112 où la variante *Micro-cogénération* sert de référence[96]. Pour les trois variantes, les phases de construction, de rénovation et de fin de vie sont identiques pour ce qui concerne l'enveloppe ; les variantes ne se distinguent donc que par leur phase d'utilisation et par les équipements qu'elles intègrent.

L'observation des 12 indicateurs calculés met en évidence des écarts significatifs sur certaines d'entre eux. De manière générale, ces différences sont surtout dues à la consommation d'énergie durant la phase d'exploitation du bâtiment, les différences induites par les différents équipements de production d'énergie restant marginales.

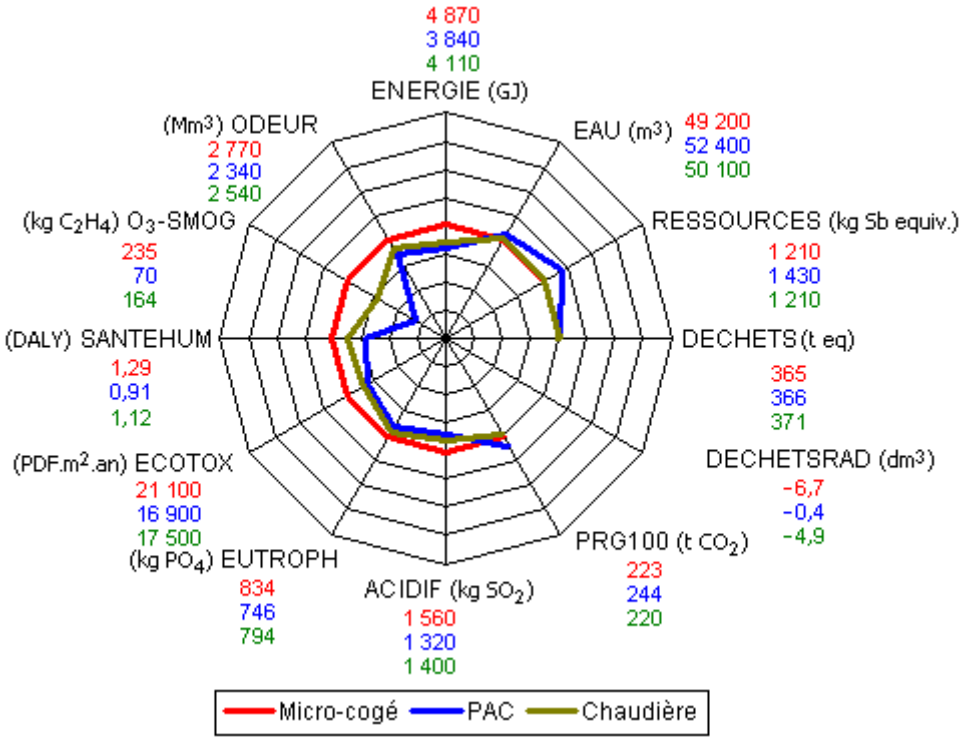


Figure 112 Impacts environnementaux pour les trois variantes, maisons de Formerie

Les indicateurs d'impacts de la variante *Chaudière* sont quasiment toujours inférieurs ou égaux à ceux de la variante *Cogé*. Ils se distinguent significativement sur la production d'ozone photochimique (-30 %), les dommages causés aux écosystèmes (-17 %), la demande cumulative d'énergie (-16 %) et les dommages causés à la santé humaine (-13 %). Ces impacts sont liés à la consommation de bois qui est réduite dans le cas de la variante *Chaudière*, par rapport à la variante *Cogé*.

La variante *PAC* se différencie des deux autres variantes sur une moitié des impacts étudiés. L'absence de consommation de bois réduit notablement la formation d'ozone photochimique (-70 % par rapport à la variante *Cogé*) et les dommages causés à la santé humaine (-29 %). Par contre, la plus forte consommation d'électricité accroît plusieurs indicateurs tels que la production de déchets radioactifs et l'épuisement des ressources abiotique (+18 %). Les autres indicateurs sont tous très proches de ceux de la variante *Chaudière*.

Pour les trois variantes, l'indicateur de production de déchets nucléaires est négatif, ce qui signifie que la production d'électricité du bâtiment durant la phase d'exploitation permet d'éviter la production de la quantité de déchets radioactifs correspondante.

[96] Sur ce schéma, les valeurs négatives de l'indicateur de production de déchets radioactifs n'ont pu être représentées.

IV.3.5 Conclusion

La variante *Cogé* n'est pas satisfaisante car le très faible rendement électrique de l'unité de cogénération (+ 2,6 %) induit une forte surconsommation en combustible et en électricité, ce qui ne permet pas d'atteindre un bilan énergétique positif. La variante *Chaudière à condensation* lui est préférable puisqu'elle permet de réduire la consommation de combustible et les impacts qui y sont liés (production d'ozone, impacts sur la santé humaine et sur les écosystèmes). De plus, elle est en mesure de rendre le bâtiment exportateur lorsque le bilan énergétique est établi en énergie primaire.

Seule la variante *PAC* correspond à un bâtiment à énergie positive, au sens de la définition du § I.2.2. Cependant, l'analyse environnementale montre que cette qualité ne garantit pas un niveau inférieur pour tous ses indicateurs d'impacts par rapport aux deux autres variantes. En particulier, deux impacts sont renforcés : la production de déchets radioactifs et l'épuisement des ressources abiotiques. Ces impacts sont dus à la consommation nette d'électricité qui est plus forte pour cette variante que pour les deux autres.

Les indicateurs concernant la consommation d'eau et le potentiel de réchauffement global présentent des valeurs similaires sur les trois variantes.

IV.4 Maison de St Fargeau-Ponthierry

Ce deuxième cas d'étude concerne une maison individuelle existante, construite en 1971, c'est-à-dire avant la mise en place de la première réglementation thermique. À la suite de plusieurs rénovations successives, cette maison de piètre qualité thermique a vu ses performances énergétiques améliorées. L'idée ici est de déterminer si l'adjonction de systèmes de production énergétique locaux peut suffire à en faire un bâtiment à énergie positive.

IV.4.1 Présentation du bâtiment

Le bâtiment est situé à Saint-Fargeau-Ponthierry[97] (Seine-et-Marne). À l'origine, il s'agissait d'une maison de plain-pied à plan rectangulaire de 70,3 m^2, comprenant une cuisine, un séjour, deux chambres et une salle de bain. Il s'agit d'une construction à structure en acier et dalles de béton, caractéristique de la construction industrielle de marque PHÉNIX.

Figure 113 La maison avant rénovation, vue de l'est

[97] Coordonnées géographiques : 48,56° N, 2,53° E

Depuis sa construction, plusieurs modifications sont intervenues :

- 1982 : Extension en "L" pour ajout d'un salon. Cette extension est de construction traditionnelle (blocs de béton et briques)
- 1987 : Isolation des murs extérieurs du bâti initial par injection de billes de polystyrène dans le vide d'air séparant les dalles de béton des plaques de plâtre intérieures
- 1987 : Installation de doubles vitrages pour tous les vitrages, excepté la porte-fenêtre
- 1997 : Isolation des combles par déroulement de 20 cm de laine de roche
- 1999 : Installation d'une VMC
- 2007 : Surhausse et changement de pente des toitures, aménagement des combles, réaménagement intérieur, installation d'une pompe à chaleur, d'une VMC double-flux et de panneaux solaires thermiques sur l'extension de 1982.

IV.4.2 Modélisation du bâtiment

IV.4.2.1 Le bâti

IV.4.2.1.1 Géométrie et enveloppe du bâtiment

Le bâtiment rénové (Figure 114), d'une surface habitable d'environ 140 m^2 et d'un volume d'environ 360 m^3, comprend un salon, un séjour, une cuisine, une salle de bain et deux chambres au rez-de-chaussée, et une salle de bain et deux chambres à l'étage, dans les combles aménagés. La géométrie du bâtiment a été décrite via les logiciels ALCYONE et PLÉIADES. L'ensemble des parois principales et des ouvertures intérieures et extérieures saisies respecte les dimensions, positions et orientations fournies par le plan du bâtiment. Pour simplifier, l'ensemble des parties habitées du bâtiment a été considéré comme une seule zone thermique. Les combles résiduels situés sous les deux toitures sont considérés à la température extérieure. La dalle est construite sur terre-plein. La surface habitable du logement représente 140 m^2 (Treated Floor Area).

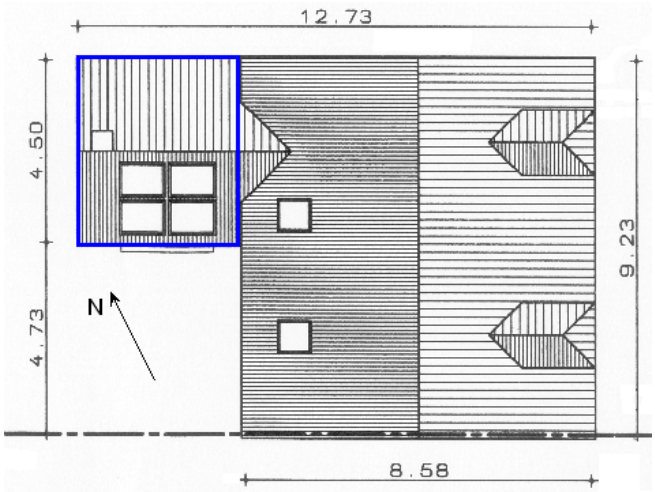


Figure 114 La maison actuelle en vue de dessus *(extension de 1982 entourée en bleu)*

IV.4.2.1.2 Composition des parois

Le Tableau 60 ci-après récapitule la composition et les propriétés des différents types de parois qui ont été considérés pour ce bâtiment. En raison de l'histoire du bâtiment, plusieurs compositions de parois extérieures verticales coexistent : des murs et pignons isolés (structure du bâtiment d'origine), des murs et pignons isolés par l'extérieur (côté nord-est du bâtiment d'origine), des murs de type traditionnel isolés par l'extérieur et par l'intérieur pour l'extension de 1982 rénovée.

Désignation	Matériaux (épaisseur)	Épaisseur cm	Conductance thermique spécifique (coeff. U) $W.m^{-2}.K^{-1}$	Masse surfacique $kg.m^{-2}$
Mur PHÉNIX	*Béton (4,5 cm) + Polystyrène expansé (10 cm) + plâtre (5 cm)+ Structure acier*	19,5	0,364	119
Mur PHÉNIX isolé par l'extérieur	*Polystyrène expansé (8 cm) + Mur PHÉNIX*	27,5	0,208	121
Façade PHÉNIX	*Polyuréthanne (5 cm) + laine de verre (12 cm) + plâtre + Structure acier*	24,3	0,156	17
Pignon PHÉNIX	*Polyuréthanne (5 cm) + laine de verre (12 cm) + plâtre (1,5 cm)+ Structure acier*	18,3	0,202	15
Pignon PHÉNIX isolé par l'extérieur	*Polystyrène expansé (8 cm) + Pignon PHÉNIX*	26,3	0,143	18
Mur extension	*Polystyrène expansé (8 cm) + Bloc de béton (15 cm) + polystyrène expansé (6 cm)*	30,3	0,266	602
Dalle sur terre-plein	*Béton lourd (65 cm)*	65	2,692	1495
Plafond combles	*Laine de roche (16 cm) + Plâtre*	17	0,254	13
Planchers intermédiaires	*Panneau OSB (2,2 cm) + Laine de verre (20 cm)*	23,5	0,20	28
Cloisons intérieures	*Brique creuse (5 cm) entre deux plaques de plâtre (2 cm)*	9	4,67	76

Tableau 60. Compositions mises en œuvre dans la modélisation de la maison de St-Fargeau

IV.4.2.1.3 Composition des ouvertures

Le Tableau 61 ci-après récapitule la composition et les propriétés des différents types d'ouvertures qui ont été considérés pour la maison.

Désignation de l'ouverture	Matériau	Conductance thermique moyenne (coeff. U) $W.m^{-2}.K^{-1}$	Facteur solaire
Porte d'entrée et portes intérieures	*Bois*	5	-
Fenêtres et porte-fenêtre	*Double vitrage bois*	1,24 (U_w)	0,85
Fenêtres de toiture	*Double vitrage bois*	1,38 (U_w)	0,23

Tableau 61. Ouvertures mises en œuvre dans la modélisation de la maison de St-Fargeau

Le facteur solaire global des vitrages est modulé selon la saison par des scénarios d'occultation (cf. § IV.4.2.2.3).

IV.4.2.1.4 Autres éléments

Les bâtiments et arbres voisins n'ont pas été modélisés. En raison de leur position au nord et à l'ouest, ils devraient peu intervenir sur les apports solaires au bâtiment. Par contre, l'ombrage de l'arbre situé au nord-ouest a été pris en compte pour le calcul de la production d'eau chaude solaire.

Les ponts thermiques considérés forfaitairement sur l'ensemble des liaisons entre parois verticales valent 0,7 $W.K^{-1}.m^{-1}$ (soit au total 46,2 $W.K^{-1}$), ce qui correspond à des ponts thermiques non traités.

IV.4.2.2 Les scénarios d'utilisation du bâtiment

Ces scénarios décrivent l'utilisation du bâtiment. Sauf mention contraire, ils s'appliquent tous les jours de l'année ; aucune distinction n'a été réalisée pour les samedis, dimanches et périodes de vacances.

IV.4.2.2.1 *Scénario d'occupation*

Chaque occupant représente une source de chaleur, d'une puissance moyenne supposée de 80 W. Comme une seule zone thermique a été considérée, un seul scénario a été retenu. Il représente la présence des occupants dans le logement. 100 % de présence des 4 occupants a été considéré de 19 h à 8 h, 50 % de 8 h à 9 h, de 12 h à 14 h et de 17 h à 18 h. L'énergie annuellement fournie pas les occupants au bâtiment est de 1 752 kWh/an.

IV.4.2.2.2 *Scénario de puissance dissipée*

Le scénario de puissance dissipée est équivalent à la somme de ceux utilisés sur le bâtiment de Formerie (§ IV.3.2.2.2), ce qui correspond à l'hypothèse d'un logement économe. La puissance annuellement dissipée s'élève à environ 1 500 kWh par an et par logement.

IV.4.2.2.3 *Scénarios d'occultation*

Deux cas sont considérés selon l'usage des ouvertures.

- Pour les vitrages du rez-de-chaussée, les protections solaires (volets roulants) sont mises en place de 8 h à 20 h en été. Elles réduisent le facteur solaire des vitrages de 70 % et ajoutent une résistance thermique de 0,08 $W.K^{-1}$. Elles sont aussi utilisées l'hiver pour réduire les déperditions thermiques la nuit, de 22 h à 7 h.
- Pour les vitrages en toiture donnant sur les chambres, les mêmes protections solaires sont mises en place la nuit, ainsi que de 8 h à 20 h en été.

IV.4.2.2.4 *Scénarios de ventilation*

Ils correspondent aux scénarios de ventilation utilisés dans le cas du bâtiment de Formerie (§ IV.3.2.2.4) excepté en ce qui concerne les débits d'infiltrations. La perméabilité à l'air n'ayant été traitée par aucune rénovation, le débit considéré est de 0,1 $vol.h^{-1}$.

Le renouvellement d'air par la ventilation mécanique en hiver représente 180 $m^3.h^{-1}$ (niveau de ventilation hygiénique). Une ventilation double-flux est considérée, avec un récupérateur de chaleur sur air vicié d'efficacité moyenne de 80 %.

IV.4.2.3 Équipements

La toiture ouest de l'extension est couverte par 7,2 m^2 de capteurs solaires thermiques (Velux®) produisant une partie de l'eau chaude sanitaire et d'un système de ventilation comprenant :

- un échangeur sur air vicié (efficacité moyenne de 80 %)
- une pompe à chaleur air-air à technologie « inverter »[98] utilisée pour le chauffage. Son COP annuel moyen est de 3,45.

Dans le bilan énergétique, la consommation électrique du système de ventilation est aussi prise en compte.

IV.4.3 Simulations

Les simulations ont été réalisées sur une maison « améliorée » de manière à la rapprocher d'un bâtiment à énergie positive. Cette maison « améliorée » comporte une installation photovoltaïque et un échangeur air-sol. L'installation photovoltaïque est intégrée à la toiture sud-est du bâtiment d'origine (orientation : 67°E, inclinaison : 45°). Elle comporte 2 branches de 19 modules de silicium polycristallin de 0,48 m^2, soit une surface totale de 18,24 m^2. La puissance crête des panneaux est de 1,9 kW_c et la puissance nominale des onduleurs est de 2 kW. L'échangeur air-sol est un échangeur mono-tube en polypropylène de 200 mm de diamètre et de 30 m de long, placé à 1,6 m sous la surface du sol dans le jardin (argile). Il correspond à un équipement du commerce.

Deux variantes théoriques de la maison rénovée ont été étudiées, qui se distinguent par le mode de chauffage mis en œuvre.

- Sur la variante « **Pompe à chaleur** » (*PAC*), le chauffage est fourni par la pompe à chaleur décrite plus haut (§ IV.3.2.3). Une résistance électrique assure l'appoint d'ECS.

[98] *technologie « inverter »* : technologie performante permettant l'adaptation de la fréquence de rotation du compresseur de la PAC aux besoins

- Sur la variante « **Micro-cogénération** » (*Cogé*), la PAC et l'appoint électrique d'ECS sont remplacés par le système de micro-cogénération étudié et décrit au chapitre III. L'unité de micro-cogénération est supposée couplée à un ballon de 700 l bien isolé.

Pour l'ACV, la structure d'acier du bâtiment a été intégrée à l'inventaire (3 700 kg). Une consommation de 150 l d'eau sanitaire par jour et par personne (dont 40 l d'eau chaude) est comptabilisée.

IV.4.4 Résultats

IV.4.4.1 Confort thermique

Pour les deux variantes, les besoins de chauffage sont correctement satisfaits en hiver.

Durant un été présentant une période caniculaire, l'échangeur air-sol associé à la surventilation naturelle nocturne permet de limiter l'inconfort à 18 $DJI_{27°C}$ et un échangeur air-sol sans surventilation permettrait déjà de limiter l'inconfort à 32 $DJI_{27°C}$.

IV.4.4.2 Bilan énergétique

Les hypothèses concernant la consommation d'électricité provenant du réseau, formulées au § IV.3.4.2, sont maintenues.

IV.4.4.2.1 Variante « Pompe à chaleur »

Les résultats obtenus pour la variante « Pompe à chaleur » (Tableau 62 et Figure 115) révèlent un bilan importateur net de 3 408 kWh/an en énergie finale (et de 11 115 kWh_{EP}/an en énergie primaire). Ce cas est très proche de la variante *Pompe à chaleur* du bâtiment de Formerie étudié plus haut (§ IV.3.4.2.1) mais le bilan y est moins favorable du fait que les besoins de chauffage spécifiques y sont supérieurs (39 $kWh.m^{-2}.an^{-1}$ contre 8 $kWh.m^{-2}.an^{-1}$ à Formerie), l'appoint d'ECS y est fourni par une résistance électrique et non par la pompe à chaleur et la ressource solaire y est moins valorisée. Ce dernier point s'explique par la faible surface de toiture disponible pour l'installation photovoltaïque (qui ne couvre pas l'ensemble des besoins électriques spécifiques et de ventilation) et par l'orientation défavorable des panneaux solaires thermiques (sud-ouest) et photovoltaïques (sud-est).

Maison de St Fargeau		**Electricité** kWh/an		**Biomasse** kWh_{PCS}/an	**Chaleur/Froid** KWh/an	**Total** KWh/an	
Variante *Pompe à chaleur*		réseau	production locale				
APPROVISIONNEMENTS							
Production locale d'énergie	*Secondaire (P_{II})*		*0*		*5 563*	*5 563*	
	Primaire (P_I)		1 434	0	1 375	2 809	
Importation (achat) (I)		4 842		0	0	4 842	**–3 408**
Exportation (vente) (-E)			–1 434	0		–1 434	
Variation des stocks (ΔS)		0		0		0	
Total disponibilités ($D=P_I+I-E-\Delta S$)		**4 842**		**0**	**1 375**	**6 217**	
Total approvisionnements ($D+P_{II}$)		4 842		0	6 938		
USAGES							
Consommation pour la production d'énergie secondaire (C_{II})		*1 612*		*0*	*0*	*1 612*	
Chauffage		0		0	5 563	5 563	
Eau chaude sanitaire		1 253		0	1 375	2 628	
Cuisson, Éclairage, Élec spécifique		1 226		0		1 226	
Ventilation mécanique		751				751	
Total consommation finale (C_F)		**3 230**		**0**	**6 938**	**10 168**	
Total emplois ($C_{II}+C_F$)		4 842		0	6 938		
Consommation Energie primaire		**11 115**		**0**	**0**	**11 115**	

Tableau 62 Bilan énergétique, maison de St Fargeau, variante *Pompe à chaleur*

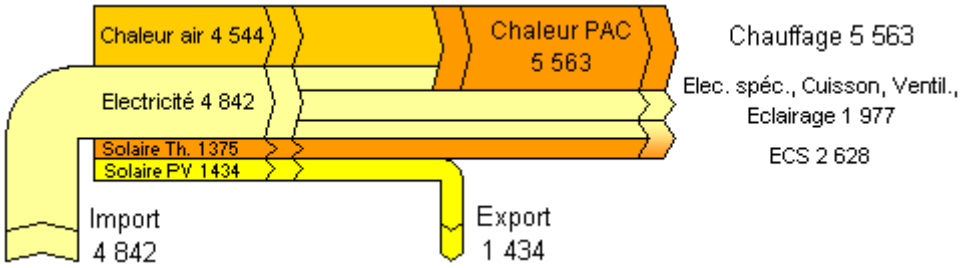


Figure 115 Diagramme de flux, maison de St Fargeau, variante *Pompe à chaleur*

IV.4.4.2.2 Variante « Micro-cogénération »

Les résultats obtenus pour cette variante (Tableau 63 et Figure 116) révèlent un bilan importateur net en énergie finale de 14 240 kWh/an. Le bilan en énergie primaire est aussi importateur (15 492 kWh_{EP}/an). Malgré des besoins de chaleur supérieurs, le facteur de charge plus élevé (17 %) et le rendement électrique net meilleur (5,3 %) que sur la variante correspondante du bâtiment de Formerie étudiée plus haut (§ IV.3.4.2.2), les performances annuelles de l'unité de micro-cogénération restent limitées (taux de valorisation du combustible de 60 %). Elles permettent néanmoins de réduire l'importation d'électricité par rapport à la variante *Pompe à chaleur* (3 080 kWh/an contre 4 840 kWh/an). La consommation spécifique de bois est environ le triple de celle des maisons de Formerie pour la même variante (102 $kWh.m^2.an^{-1}$ contre 35 $kWh.m^2.an^{-1}$).

Maison de St Fargeau		**Electricité**		**Biomasse**	**Chaleur/Froid**	**Total**	
		kWh/an		kWh_{PCS}/an	KWh/an	KWh/an	
Variante *Micro-cogénération*		réseau	production locale				
APPROVISIONNEMENTS							
Production locale d'énergie	*Secondaire (P_{II})*		*1 852*		*6 809*	*8 661*	
	Primaire (P_I)		1 434	0	1 375	2 809	
Importation (achat) (I)		3 083		14 445	0	17 528	**–14 242**
Exportation (vente) (-E)			–3 286	0		–3 286	
Variation des stocks (ΔS)		0		0		0	
Total disponibilités ($D=P_I+I-E-\Delta S$)		**1 231**		**14 445**	**1 375**	**17 051**	
Total approvisionnements ($D+P_{II}$)		3 083		14 445	8 184		
USAGES							
Consommation pour la production d'énergie secondaire (C_{II})		*1 061*		*14 445*	*0*	*15 506*	
Chauffage		0		0	5 578	5 578	
Eau chaude sanitaire		22		0	2 606	2 628	
Cuisson, Éclairage, Élec spécifique		1 226		0		1 226	
Ventilation mécanique		774				774	
Total consommation finale (C_F)		**2 022**		**0**	**8 184**	**10 206**	
Total emplois ($C_{II}+C_F$)		3 083		14 445	8 184		
Consommation Energie primaire		**–650**		**16 142**	**0**	**15 492**	

Tableau 63 Bilan énergétique, maison de St Fargeau, variante *Micro-cogénération*

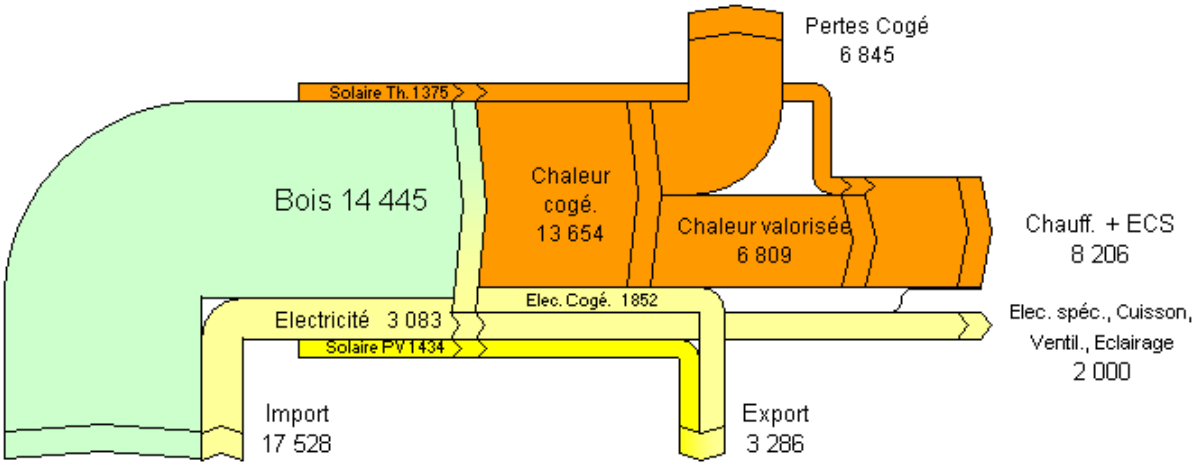


Figure 116 Diagramme de flux, maison de St Fargeau, variante *Micro-cogénération*

IV.4.4.3 Bilan environnemental

Le bilan environnemental a été réalisé avec les mêmes hypothèses que celles des maisons de Formerie. Les résultats pour l'ensemble du cycle de vie sont représentés graphiquement en valeurs relatives sur la Figure 117 où la variante *Micro-cogénération* sert de référence. Ici encore, les deux variantes ne se distinguent que par leur phase d'utilisation et par les équipements qu'elles intègrent.

L'observation des douze indicateurs calculés met en évidence des écarts très importants sur de nombreux impacts : des valeurs supérieures pour la production de déchets radioactifs (+1500 % pour la PAC), l'épuisement des ressources abiotiques (+77 %), le potentiel de réchauffement global (+43 %) et l'eau utilisée (+23 %), et des valeurs inférieures en ce qui concerne la production d'ozone photochimique (-85 %), les dommages causés à la santé humaine (-58 %) et ceux causés à la qualité des écosystèmes (-52 %), mais aussi les odeurs (-32 %), l'acidification et l'eutrophisation (environ -25 % sur ces indicateurs). Aucun écart n'est notable sur la production de déchets inertes.

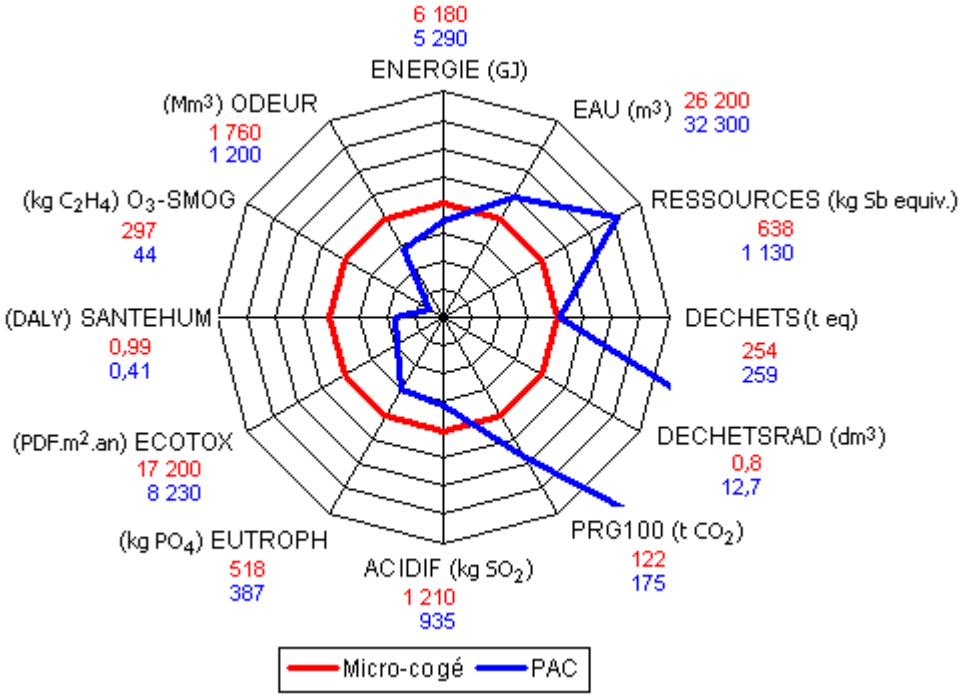


Figure 117 Impacts environnementaux pour les deux variantes, maison « St Fargeau »

Les tendances observées sur le bâtiment de Formerie se retrouvent mais les écarts sont ici beaucoup plus marqués du fait de la disparité des deux variantes vis-à-vis des flux énergétiques : la variante *PAC* est consommatrice nette d'électricité alors que la variante *Cogé* est exportatrice nette d'électricité et consommatrice de bois.

IV.5 Logement social collectif à Montreuil

Ce troisième et dernier cas d'étude s'intéresse à un immeuble de logement collectif existant (habitat social), construit en 1969. En 2001, dans le cadre du projet européen REGEN-LINK, ce bâtiment a subi une rénovation visant à l'amélioration des performances thermiques de son enveloppe [Peuportier 2004].

L'objectif de cette partie est d'évaluer la possibilité du passage à un bilan positif d'un tel bâtiment. Ceci suppose à la fois un travail sur l'enveloppe et sur la gestion de l'air et l'adjonction de systèmes de production énergétique locaux.

IV.5.1 Présentation du bâtiment

Le bâtiment est situé à Montreuil[99] (Seine-Saint-Denis). Il présente une base en forme de « L » dont la façade principale est orientée quasiment plein sud (13°E) (Figure 119). Il comporte 5 niveaux (R+4) regroupant 52 logements pour une surface de 4 500 m^2. Le rez-de-chaussée est occupé par des associations et divers locaux collectifs. L'ensemble du bâtiment est chauffé par un réseau de chauffage urbain alimenté essentiellement au charbon. Avant rénovation, le bâti initial en béton n'avait pas été isolé et les fenêtres étaient équipées de vitrages simples. La rénovation a consisté à mettre en place une isolation extérieure, à installer des vitrages performants adaptés à leur orientation, à ajouter des balcons vitrés pour mieux valoriser les apports solaires et à proposer des mesures de réduction de la consommation d'eau. La rénovation a permis de diviser par deux les besoins de chauffage spécifiques.

Dans cette étude de cas, seule l'aile principale du bâtiment est considérée (partie cerclée en rouge sur la Figure 119 et Figure 118), soit 36 logements représentant une surface d'environ 2 500 m^2 (parties communes incluses).

Figure 118 Vue de la façade sud de l'immeuble de Montreuil après rénovation
Source : [Peuportier 2004]

[99] Coordonnées géographiques : 48,86° N, 2,43° E

Figure 119 Le bâtiment de Montreuil vu d'avion
(l'aile étudiée est entourée en rouge)

IV.5.2 Modélisation du bâtiment

Le bâtiment modélisé reprend les dimensions, l'orientation et la structure du bâtiment existant. Par contre, dans la présente étude, il est supposé atteindre les performances d'un bâtiment passif, notamment par le biais d'une sur-isolation par l'extérieur, de vitrages performants, d'une faible perméabilité à l'air et de la récupération de chaleur sur air vicié. Les caractéristiques considérées pour ce bâtiment tiennent compte de ces améliorations qui, dans la réalité, n'ont pas été mises en place.

IV.5.2.1 Le bâti

IV.5.2.1.1 Géométrie et enveloppe du bâtiment

Le bâtiment rénové, d'une surface habitable d'environ 2 500 m^2 et d'un volume d'environ 6 300 m^3, comprend 36 logements. Une occupation de 144 personnes a été considée. La géométrie du bâtiment a été modélisée via les logiciels ALCYONE et PLÉIADES de manière simplifiée. Seuls le mur de refend, les parois extérieures et les ouvertures extérieures (portes, fenêtres) ont été saisis. Pour simplifier, trois zones thermiques ont été considérées : une zone non chauffée au rez-de-chaussée et deux zones chauffées représentant les moitiés nord et sud des quatre niveaux d'habitation. Le plancher bas se trouve au-dessus de sous-sols modélisés comme un vide sanitaire ventilé.

IV.5.2.1.2 Composition des parois

Le Tableau 64 récapitule la composition et les propriétés des différents types de parois qui ont été considérés pour ce bâtiment. Le bardage des murs extérieurs et le gravier en toiture-terrasse n'ont pas été modélisés.

Désignation	Matériaux considérés (épaisseur)	Épaisseur cm	Conductance thermique spécifique (coeff. U) $W.m^{-2}.K^{-1}$	Masse surfacique $kg.m^{-2}$
Mur extérieur	*Laine de verre (8 cm) + Béton (20 cm)*	28	0,484	461
Mur de refend	*Béton (20 cm)*	20	8,75	460
Toiture terrasse	*Polyuréthanne (8 cm) + Béton (20 cm)*	28	0,360	463
Plancher isolé du 1er étage	*Laine de verre (10 cm) + Béton (20 cm)*	30	0,392	461
Planchers intermédiaires	*Béton (20 cm)*	20	8,75	460

Tableau 64. Compositions mises en œuvre dans la modélisation du bâtiment

IV.5.2.1.3 Composition des ouvertures

Le Tableau 65 ci-après récapitule la composition et les propriétés des différents types d'ouvertures qui ont été considérés pour le bâtiment.

Désignation de l'ouverture	Matériau	Conductance thermique moyenne (coeff. U) $W.m^{-2}.K^{-1}$	Facteur solaire
Portes-fenêtres d'entrée	*Simple vitrage bois*	4,1 (U_w)	0,57
Fenêtres étages	*Double vitrage bois*	2,76 (U_w)	0,53
Fenêtres R-d-C	*Simple vitrage bois*	4,1 (U_w)	0,59

Tableau 65. Ouvertures mises en œuvre dans la modélisation du bâtiment

Le facteur solaire global des fenêtres de l'étage est modulé selon la saison par des scénarios d'occultation (cf. § IV.5.2.2.3).

IV.5.2.1.4 Autres éléments

Les bâtiments voisins ont été modélisés en tant que masques pour le calcul des besoins de chauffage uniquement. Par contre, par soucis de simplicité, les calculs de productible des capteurs solaires thermiques et photovoltaïques ne tiennent pas compte de leur ombrage. Les productions solaires sont donc surévaluées.

Les ponts thermiques considérés forfaitairement sur l'ensemble des liaisons entre parois verticales valent 0,7 $W.K^{-1}.m^{-1}$ pour le rez-de-chaussée (soit au total 103,6 $W.K^{-1}$), ce qui correspond à des ponts thermiques non traités, et 0,1 $W.K^{-1}.m^{-1}$ pour les étages (soit 74 $W.K^{-1}$ pour les quatre étages) où une isolation extérieure les limite fortement, sauf au niveau des balcons.

IV.5.2.2 Les scénarios d'utilisation du bâtiment

Ces scénarios décrivent l'utilisation du bâtiment. Sauf mention contraire, ils s'appliquent tous les jours de l'année et aucune distinction n'a été réalisée pour les samedis, dimanches et périodes de vacances. Aucun scénario n'a été appliqué à la zone rez-de-chaussée, excepté un scénario de ventilation à 0,6 $vol.h^{-1}$. Dans les deux zones habitées nord et sud, les scénarios sont présentés ci-après.

IV.5.2.2.1 Scénario d'occupation

Chaque occupant représente une source de chaleur, d'une puissance moyenne supposée de 80 W. Le scénario retenu considère 100 % de présence des 144 occupants 18 h à 7 h, 50 % de 11 h à 13 h, 25 % le reste du temps. Les samedis et dimanche, 100 % de présence est supposée toute la journée. L'énergie annuellement fournie pas les occupants au bâtiment est de 82 900 kWh/an.

IV.5.2.2.2 Scénario de puissance dissipée

Le scénario de puissance dissipée a été fixé à 2 000 kWh par an et par logement, réparties uniformément sur toutes les heures de l'année, ce qui correspond à des logements relativement économes en électricité (le standard actuel est de plus de 3 000 kWh).

IV.5.2.2.3 Scénarios d'occultation

Pour les fenêtres orientées au sud, des stores permettent de réduire les apports solaires de 80 % de 8 h à 20 h, de début juin à début octobre.

IV.5.2.2.4 Scénarios de ventilation

Le débit d'infiltration considéré vaut 0,1 $vol.h^{-1}$ (pas de traitement particulier). Une ventilation mécanique assure le renouvellement de l'air. En hiver et durant les intersaisons, une ventilation double-flux est considérée, avec un récupérateur de chaleur sur air vicié d'efficacité moyenne de 80 % et le renouvellement est fixé à 0,5 $vol.h^{-1}$ (niveau de ventilation hygiénique), ce qui représente un débit de 3 000 $m^3.h^{-1}$. En été, une surventilation est mise en place, via un échangeur air-sol avec un renouvellement de 1,5 $vol.h^{-1}$, complété la nuit par une surventilation naturelle (5 $vol.h^{-1}$)[100], les logements étant traversants.

IV.5.2.3 Équipements

Pour améliorer le confort, le système de ventilation comprend, outre un échangeur sur air vicié, un échangeur air-sol assurant le préchauffage en hiver et le rafraîchissement en été (6 tubes en polypropylène de 50 cm de diamètre et de 60 m de longueur, placés à 2 m de profondeur). Dans le bilan énergétique, la consommation électrique du système de ventilation est prise en compte.

D'autre part, afin de rendre le bâtiment producteur d'énergie, la toiture-terrasse est supposée couverte par 180 m^2 de capteurs solaires thermiques produisant une partie de l'eau chaude sanitaire, et 400 m^2 de panneaux photovoltaïques de silicium polycristallin (environ 42 kW_c). Ces panneaux sont supposés placés sur une structure métallique leur assurant une inclinaison de 30°.

IV.5.3 Simulations

Trois variantes théoriques de l'immeuble ont été étudiées, qui se distinguent par le mode de chauffage mis en œuvre.

- Sur la variante « **Pompe à chaleur** » (*PAC*), le chauffage est assuré par une pompe à chaleur air-air à technologie inverter (COP annuel moyen de 3,45). L'appoint d'ECS est assuré par des résistances électriques.
- Sur la variante « **Micro-cogénération** » (*Cogé*), le chauffage et le complément d'ECS sont assurés par un système de micro-cogénération adapté de celui étudié au chapitre III : la puissance de l'unité de micro-cogénération est 4 fois celle de l'unité Sunmachine (21,6 kW_{th} et 5,5 kW_e) et le volume du ballon de stockage est de 15 000 l environ (équivalent à 3 ballons de 5 000 l).
- Sur la variante « **Chauffage urbain** » (*Ch. Urb.*), le chauffage et l'ECS sont assurés par le réseau de chaleur local[101] (cas mis en œuvre pour le bâtiment existant).

Pour l'ACV, l'inventaire des matériaux du bâtiment comprend, en plus des matériaux spécifiés dans le modèle utilisé pour la simulation thermique, des murs de refend supplémentaires en béton (136 m^3) et des cloisons intérieures en carreaux de plâtre (126 m^3).

IV.5.4 Résultats

IV.5.4.1 Confort thermique

Pour les deux variantes, les besoins de chauffage sont correctement satisfaits en hiver.

[100] En pratique, le débit d'air peut atteindre 10 à 20 vol/h, mais selon les calculs, une valeur supérieure à 5 vol/h n'apporte pas, ici, d'amélioration notable du confort d'été.

[101] Réseau de chauffage urbain de Bagnolet. Origine de la chaleur fournie : 85 % charbon, 14 % fioul, 1 % gaz (Source : Via Sèva, Association de promotion des réseaux de chaleur et de froid)

Durant un été présentant une période caniculaire, l'échangeur air-sol associé à la surventilation naturelle nocturne permet de limiter l'inconfort à 25 $DJI_{27°C}$. Ici, la surventilation est indispensable pour maintenir un bon niveau de confort d'été car l'échangeur air-sol sans surventilation amène un niveau d'inconfort relativement élevé (93 $DJI_{27°C}$), signe d'un dimensionnement peut-être insuffisant.

IV.5.4.2 Bilan énergétique

Les hypothèses concernant la consommation d'électricité provenant du réseau, formulées au § IV.3.4.2, sont maintenues.

IV.5.4.2.1 Variante « Pompe à chaleur »

Les résultats obtenus pour la variante « Pompe à chaleur » (Tableau 66 et Figure 120) révèlent que, malgré des besoins de chauffage limités (environ 16 $kWh.m^{-2}.an^{-1}$) et des moyens de production d'énergie importants, le bilan en énergie finale est importateur net de 92,2 MWh/an. Le bilan en énergie primaire est aussi importateur (297 MWh_{EP}/an). En effet, les besoins en électricité spécifique et les besoins résiduels en ECS représentent environ 114 MWh/an, soit environ 52 % de l'ensemble des besoins énergétiques du bâtiment. La faible surface de toiture rapportée au nombre de logements limite les possibilités de production photovoltaïque, ce qui pénalise le bilan global.

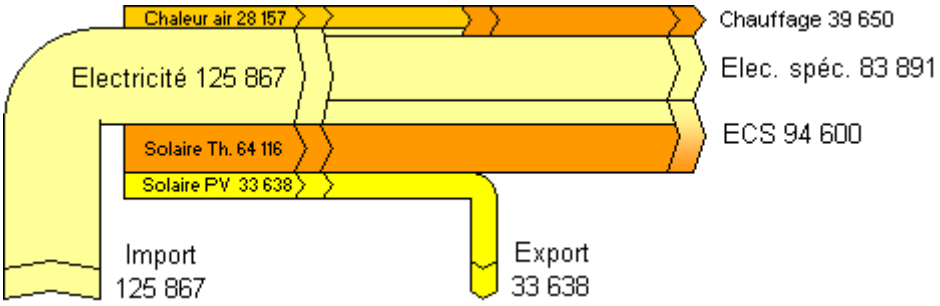


Figure 120 Diagramme de flux, immeuble de Montreuil, variante *Pompe à chaleur*

Immeuble de Montreuil		**Electricité** kWh/an		**Biomasse** kWh_{PCS}/an	**Chaleur/Froid** KWh/an	**Total** KWh/an	
Variante *Pompe à chaleur*		réseau	production locale				
APPROVISIONNEMENTS							
Production locale d'énergie	*Secondaire (P_{II})*		*0*		*39 650*	*39 650*	
	Primaire (P_I)		33 638	0	64 116	97 754	
Importation (achat) (I)		125 867		0	0	125 867	**–92 229**
Exportation (vente) (-E)			–33 638	0		–33 638	
Variation des stocks (ΔS)		0		0		0	
Total disponibilités ($D=P_I+I-E-\Delta S$)		**125 867**		**0**	**64 116**	**189 984**	
Total approvisionnements ($D+P_{II}$)		125 867		0	103 766		
USAGES							
Consommation pour la production d'énergie secondaire (C_{II})		*11 493*		*0*	*0*	*11 493*	
Chauffage		0		0	39 650	39 650	
Eau chaude sanitaire		30 484		0	64 116	94 600	
Cuisson, Éclairage, Élec spécifique		66 522		0		66 522	
Ventilation mécanique		17 369				17 369	
Total consommation finale (C_F)		**114 375**		**0**	**103 766**	**218 141**	
Total emplois ($C_{II}+C_F$)		125 867		0	103 766		
Consommation Energie primaire		**296 630**		**0**	**0**	**296 630**	

Tableau 66 Bilan énergétique, immeuble de Montreuil, variante *Pompe à chaleur*

IV.5.4.2.2 Variante « Micro-cogénération »

Les résultats obtenus pour cette variante (Tableau 67 et Figure 121) aboutissent encore une fois à un bilan importateur net en énergie finale (186 MWh/an) et en énergie primaire (290 MWh_{EP}/an). Ici les dimensionnements de l'unité de cogénération et de la capacité de stockage ont été optimisés, ce qui permet d'atteindre un facteur de charge de 42 % et un rendement électrique net de 7,4 %. La cogénération permet de réduire l'importation d'électricité et d'accroître la production locale, par rapport à la variante *Pompe à chaleur*.

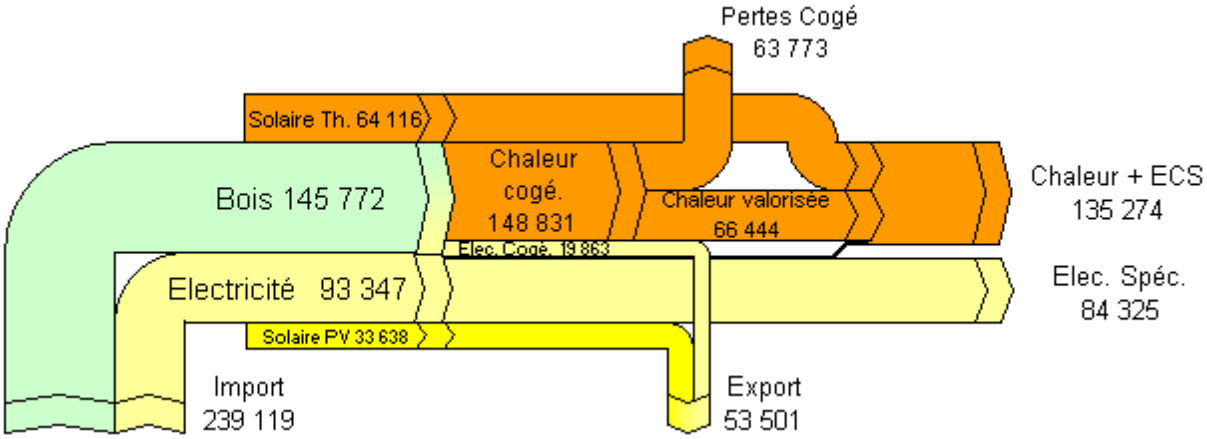


Figure 121 Diagramme de flux, immeuble de Montreuil, variante *Micro-cogénération*

Immeuble de Montreuil		**Electricité**		**Biomasse**	**Chaleur/Froid**	**Total**	
		kWh/an		kWh_{PCS}/an	KWh/an	KWh/an	
Variante *Micro-cogénération*		réseau	production locale				
APPROVISIONNEMENTS							
Production locale d'énergie	*Secondaire (P_{II})*		*19 863*		*66 444*	*86 307*	
	Primaire (P_I)		33 638	0	64 116	97 754	
Importation (achat) (I)		93 347		145 772	0	239 119	**–185 618**
Exportation (vente) (-E)			–53 501	0		–53 501	
Variation des stocks (ΔS)		0		0		0	
Total disponibilités (D=P_I+I-E-ΔS)		**73 484**		**145 772**	**64 116**	**283 372**	
Total approvisionnements (D+P_{II})		93 347		145 772	130 560		
USAGES							
Consommation pour la production d'énergie secondaire (C_{II})		*4 308*		*145 772*	*0*	*150 080*	
Chauffage		1 200		0	39 474	40 674	
Eau chaude sanitaire		3 514		0	91 086	94 600	
Cuisson, Éclairage, Élec spécifique		66 522		0		66 522	
Ventilation mécanique		17 803				17 803	
Total consommation finale (C_F)		**89 039**		**0**	**130 560**	**219 599**	
Total emplois (C_{II}+C_F)		93 347		145 772	130 560		
Consommation Energie primaire		**127 507**		**162 900**	**0**	**290 407**	

Tableau 67 Bilan énergétique, immeuble de Montreuil, variante *Micro-cogénération*

IV.5.4.2.3 Variante « Chauffage urbain »

Cette variante est très proche de la variante *Pompe à chaleur* à la différence près que toute l'énergie de chauffage est importée via le réseau de chaleur, ce qui rend son bilan global net plus importateur en énergie finale (120 MWh/an) (Figure 122 et Tableau 68). Cependant, les importations sont moindres que sur la variante *Cogé* car la chaleur importée évite de recourir au bois. Les pertes à la combustion sont reportées sur la chaudière du réseau de chaleur. En énergie primaire, le bilan est plus favorable que sur les autres variantes (237 MWh_{EP}/an) du fait de la meilleure efficacité de la chaîne énergétique dans le cas du chauffage urbain

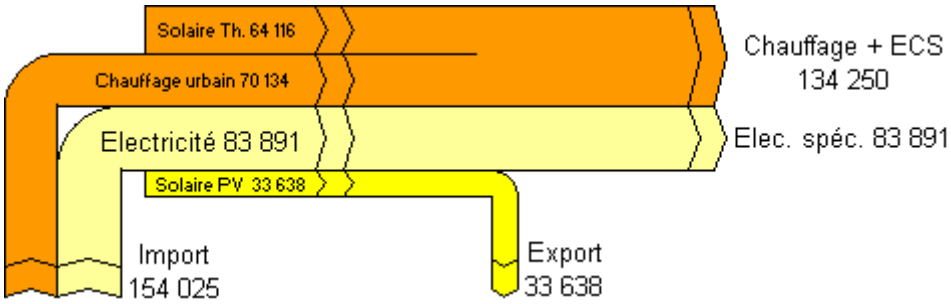


Figure 122 Diagramme de flux, immeuble de Montreuil, variante *Chauffage urbain*

Immeuble de Montreuil		**Electricité** kWh/an		**Biomasse** kWh_{PCS}/an	**Chaleur/Froid** KWh/an	**Total** KWh/an	
Variante *Chauffage urbain*		réseau	production locale				
APPROVISIONNEMENTS							
Production locale d'énergie	*Secondaire (P_{II})*		*0*		*0*	*0*	
	Primaire (P_I)		33 638	0	64 116	97 754	
Importation (achat) (I)		83 891		0	70 134	154 025	**–120 387**
Exportation (vente) (-E)			–33 638	0		–33 638	
Variation des stocks (ΔS)		0		0		0	
Total disponibilités ($D=P_I+I-E-\Delta S$)		**83 891**		**0**	**134 250**	**218 141**	
Total approvisionnements ($D+P_{II}$)		83 891		0	134 250		
USAGES							
Consommation pour la production d'énergie secondaire (C_{II})		*0*		*0*	*0*	*0*	
Chauffage		0		0	39 650	39 650	
Eau chaude sanitaire		0		0	94 600	94 600	
Cuisson, Éclairage, Élec spécifique		66 522		0		66 522	
Ventilation mécanique		17 369				17 369	
Total consommation finale (C_F)		**83 891**		**0**	**134 250**	**218 141**	
Total emplois ($C_{II}+C_F$)		83 891		0	134 250		
Consommation Energie primaire		**160 807**		**0**	**76 449**	**237 256**	

Tableau 68 Bilan énergétique, immeuble de Montreuil, variante *Chauffage urbain*

IV.5.4.3 Bilan environnemental

Le bilan environnemental a été réalisé avec les mêmes hypothèses que celui du bâtiment de Formerie. Les résultats pour l'ensemble du cycle de vie sont représentés graphiquement en valeurs relatives sur la Figure 117, où la variante *Micro-cogénération* sert de référence. Ici encore, les trois variantes ne se distinguent que par leur phase d'utilisation et par les équipements qu'elles intègrent.

Pour la majorité des impacts observés, les écarts entre les variantes sont très importants. Ici encore aucune variante ne semble préférable aux autres. La variante *Cogé* présente des impacts forts induits par la consommation de bois : impacts sur la santé humaine, les odeurs, la production d'ozone troposphérique, la toxicité pour les écosystèmes. Pour la variante *PAC*, les indicateurs les plus marqués sont ceux liés à la consommation d'électricité : production de déchets radioactifs, potentiel de réchauffement global et épuisement des ressources abiotiques. Pour la variante *Chauffage urbain*, il s'agit des impacts liés à la consommation de charbon (qui correspond à la principale ressource utilisée) : potentiel de réchauffement global, épuisement des ressources abiotiques et acidification.

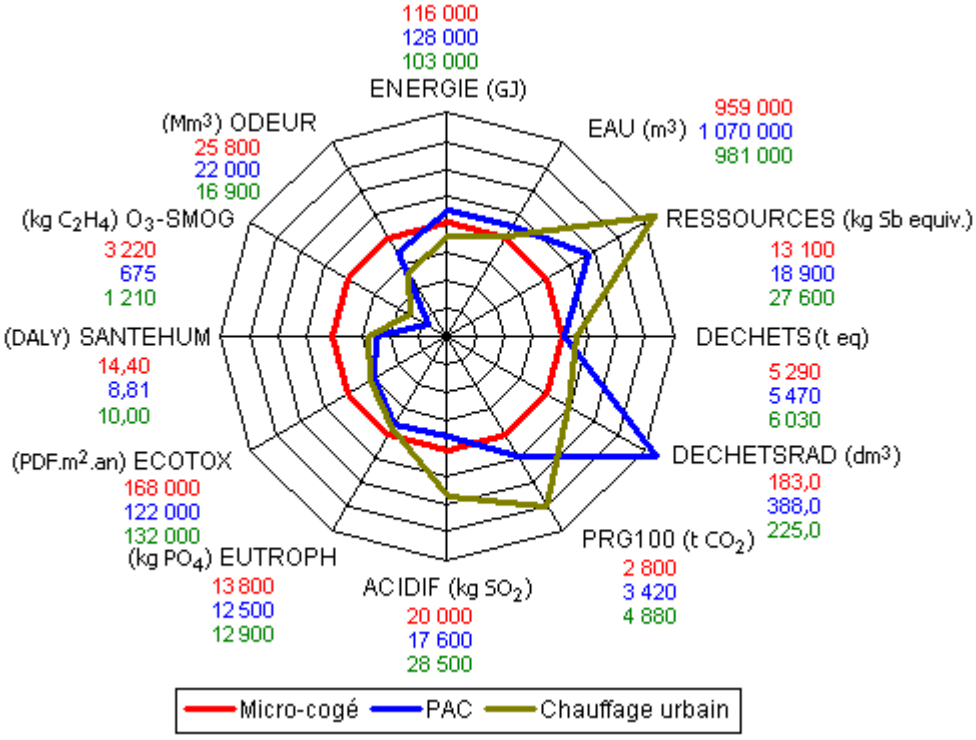


Figure 123 Impacts environnementaux pour les trois variantes, bâtiment « Montreuil »

IV.6 Synthèse

Comparer les résultats obtenus précédemment sur les huit variantes et les trois bâtiments étudiés n'est pas aisé en raison de l'absence d'une référence absolue qui s'imposerait à toute autre. En particulier, ces bâtiments ne présentent pas les mêmes ratios « surface/occupants » : chaque occupant d'une maison individuelle dispose d'environ 35 m^2, alors que ceux de l'immeuble de Montreuil ne disposent que de la moitié environ (18 m^2/pers.). C'est donc la référence la plus adaptée (par unité de surface ou par occupant) qui sera choisie selon la caractéristique considérée.

IV.6.1 Confort thermique

Comme indiqué au § I.3.1.3, c'est une évaluation simplifiée du confort thermique qui a été réalisée sur ces trois cas d'études. Le seul critère considéré ici a été la température fournie par le modèle de COMFIE, qui est intermédiaire entre la température de l'air et la température résultante[102] de la zone. Ni l'humidité ni la vitesse de l'air ni le comportement des occupants n'ont été pris en compte.

Quel que soit le bâtiment considéré parmi les trois étudié ici, le confort thermique est assuré quasiment toute l'année. En particulier, les moyens mis en œuvre pour le rafraîchissement (échangeur air-sol, surventilation nocturne) suffisent à fortement réduire l'inconfort en période de

[102] *Température résultante* : moyenne de la température de l'air et de la température moyenne de surface des parois de la zone.

canicule (cf. Figure 124). Ceci signifie que, en climat tempéré, quelles que soient la taille et la structure constructive du bâtiment, il est possible la plupart du temps d'assurer un confort d'été satisfaisant par des techniques passives. Le recours à un système de climatisation peut ainsi être évité si un inconfort limité est accepté, ce qui évite une consommation électrique inutile et coûteuse et évite de pénaliser les bilans énergétiques et environnementaux du bâtiment. Néanmoins, durant les journées les plus chaudes, si des personnes fragiles (jeunes enfants, personnes âgées) se trouvent dans le bâtiment, des mesures complémentaires devront être prises : boisson, brumisation, surveillance etc.

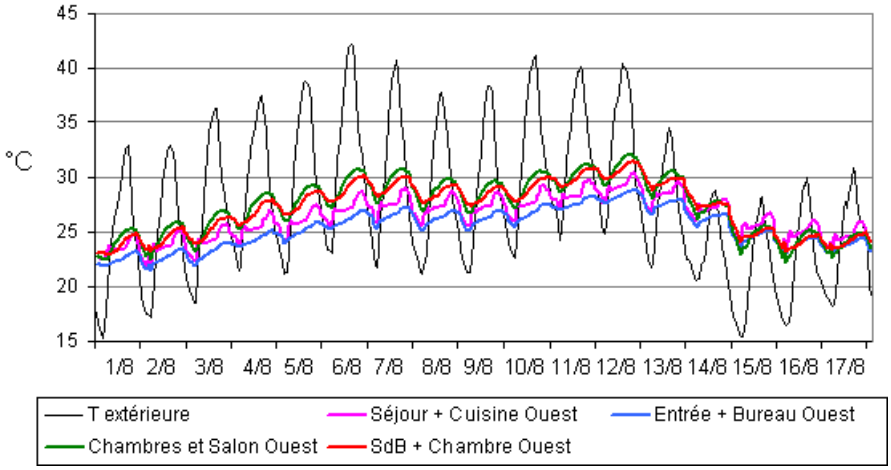


Figure 124 Évolution de la température calculée dans les différentes zones de la maison Ouest de Formerie durant un épisode caniculaire *(première quinzaine d'août)*

IV.6.2 Performances énergétiques

Le Tableau 69 synthétise les principales grandeurs caractéristiques des performances énergétiques des trois bâtiments. Du fait que le choix du système de production d'énergie influence peu les consommations finales (C_F)[103], ce tableau tient compte de valeurs moyennes sur les variantes étudiées pour chaque bâtiment.

Grandeur	Unité	Formerie	St-Fargeau	Montreuil
Surface habitable	m^2	264	142	2 500
Occupants	pers.	8	4	144
Surface par occupant	m^2/pers.	33	36	18
Besoins de chauffage	kWh/an	2 030	5 570	39 600
Besoins de chauffage par unité de surface	kWh/m^2/an	8	39	16
Consommation finale C_F	kWh/an	11 400	10 200	218 500
Consommation finale par unité de surface	kWh/m^2/an	43	72	87
Consommation finale par occupant	kWh/pers./an	1 425	2 550	1 517

Tableau 69 Grandeurs et ratios caractéristiques pour les trois bâtiments

Les besoins de chauffage *par unité de surface* de l'immeuble de Montreuil sont environ le double de ceux des maisons de Formerie (16 kWh.m^{-2}.an^{-1} contre 8 kWh.m^{-2}.an^{-1}), de même que la consommation finale d'énergie C_F *par unité de surface* (87 kWh.m^{-2}.an^{-1} contre 43 kWh.m^{-2}.an^{-1}). Cependant, en raison de la plus grande densité d'occupation de l'immeuble, les consommations finales d'énergie *par occupant* des deux bâtiments sont très proches et valent environ 1 500 kWh.$pers^{-1}$.an^{-1}. Ceci signifie que les habitants des deux types de bâtiments induisent à peu de chose près la même consommation finale d'énergie (Figure 125). En outre, la part des différents usages dans cette consommation est quasiment la même dans les deux cas (Figure 126).

[103] Il n'est est pas de même des disponibilités totales, qui peuvent fortement varier d'une variante à l'autre.

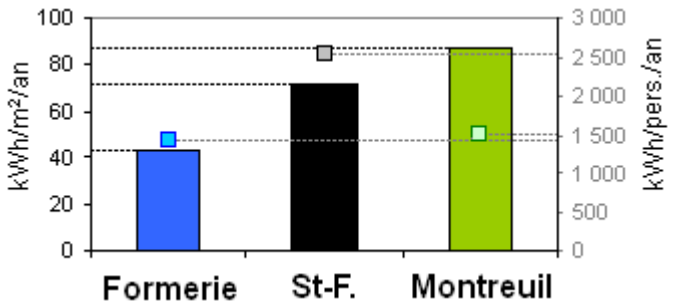


Figure 125 Consommation finale d'énergie (par m^2, par occupant)

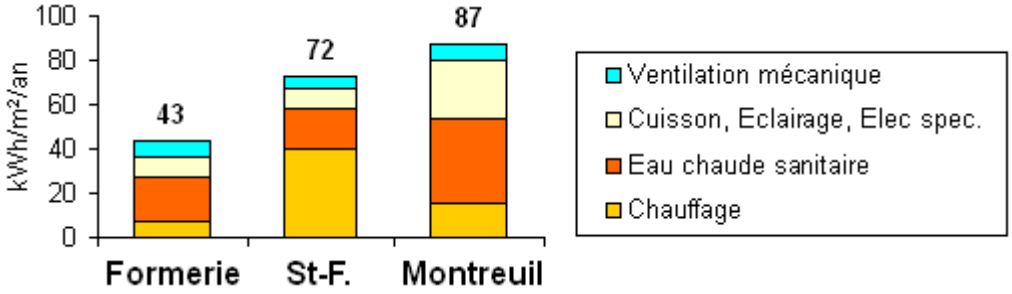


Figure 126 Répartition des consommations finales d'énergie par usage

La maison de St-Fargeau se distingue nettement des deux autres bâtiments par des besoins spécifiques de chauffage plus élevés (39 kWh.m^{-2}.an^{-1}), une consommation finale d'énergie par occupant supérieure (2 550 kWh.pers^{-1}.an^{-1}) et une part de chauffage dans la consommation finale bien plus grande (environ 55 %, contre 18 % pour les deux autres cas) (Figure 126). Elle constitue donc le moins performant des trois cas d'études en matière de consommation finale de chauffage.

La production énergétique d'origine solaire par mètre carré de surface habitable est plus élevée à Formerie et à Montreuil (respectivement 36 kWh.m^{-2}.an^{-1} et 39 kWh.m^{-2}.an^{-1}) qu'à St-Fargeau (20 kWh.m^{-2}.an^{-1}), essentiellement en raison de l'exposition des toitures (mauvaise exposition et ombrages à St-Fargeau) et de la surface de panneaux installée.

Les quatre ratios sans dimension définis au § I.3.1.2.2 ont été calculés pour chacune des variantes.

Une partie de l'énergie finale consommée est issue de systèmes de conversion internes au bâtiment, alors que l'autre partie a été directement consommée. La *fraction de consommation directe* dépasse 50 % sur toutes les variantes de Formerie et de Montreuil (Figure 127) et atteint même 100 % sur la variante *Chauffage urbain* où tous les besoins sont assurés sans intermédiaires. À l'opposé, sur les deux variantes de Saint-Fargeau, elle est inférieure à 50 % : les équipements de conversion, pompe à chaleur ou cogénération, fournissent une part importante des besoins énergétiques du bâtiment.

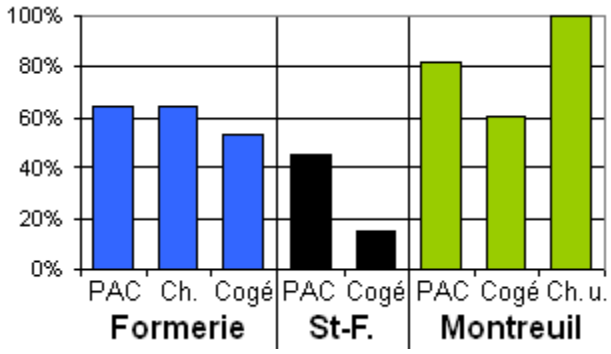


Figure 127 Fraction de consommation directe

Les équipements de conversion d'énergie du bâtiment n'agissent pas tous aussi efficacement. Ainsi l'*efficacité globale de conversion* varie fortement selon les variantes : elle est supérieure à 300 % pour les variantes *PAC* mais ne dépasse pas 58 % pour les variantes *Cogé* (Figure 128). Sur la variante *Chauffage urbain* de Montreuil, où il n'y a aucune conversion d'énergie, ce ratio n'est pas pertinent.

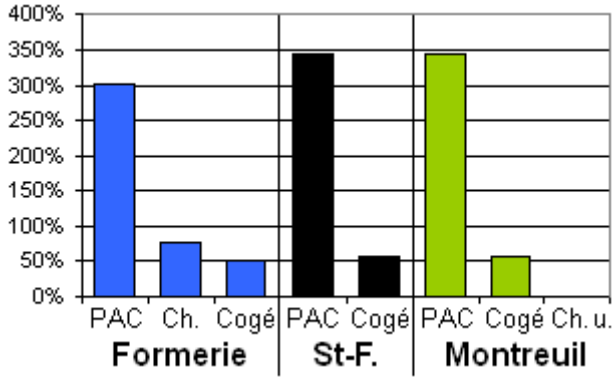


Figure 128 Efficacité globale de conversion

Les bâtiments étudiés sont connectés à des réseaux de distribution d'énergie sur lesquels ils peuvent soutirer ou injecter de l'énergie. La quantité d'énergie exportée découle ici de l'hypothèse selon laquelle toute l'électricité produite dans le bâtiment est exportée. La *fraction d'énergie exportée* est alors élevée et atteint jusqu'à 42 % pour la variante *PAC* de Formerie (Figure 129). Cette fraction serait réduite si l'hypothèse n'avait considéré l'exportation que du surplus d'électricité produite. Dans ce cas, elle serait quasiment nulle sur les bâtiments de St-Fargeau et de Montreuil où les ressources renouvelables ne suffisent pas à satisfaire les besoins du bâtiment. Quelle que soit l'hypothèse retenue, pour les maisons de Formerie, la fraction d'énergie exportée est toujours supérieure à 9 % et supérieure à celle des deux autres bâtiments.

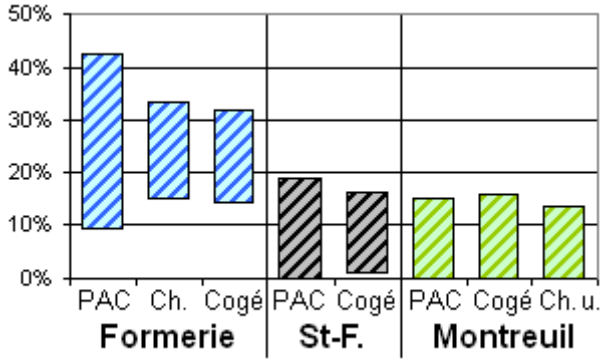


Figure 129 Fraction d'énergie exportée
(plage de variation selon l'hypothèse retenue)

Enfin, le *taux d'indépendance énergétique net* est plus élevé pour les variantes *PAC* et plus faible pour les variantes *Cogénération* (Figure 130). Il dépasse 100 % sur la variante *PAC* de Formerie puisque le bilan exportateur net y est positif. Par contre, il est négatif sur la variante *Cogénération* de St-Fargeau, signe que les pertes énergétiques de l'unité de cogénération ne sont pas compensées par la production renouvelable locale.

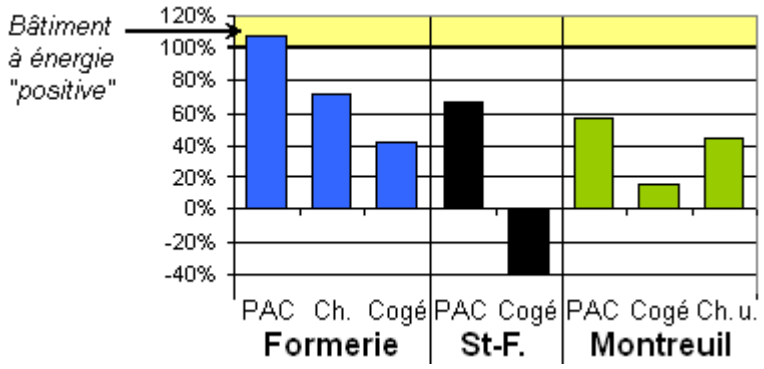


Figure 130 Taux d'indépendance énergétique net

Le bilan des exportations nettes E_N a été calculé à la fois en énergie *finale* (contenu énergétique réel) et en énergie *primaire* à partir des hypothèses formulées au § IV.2.2.1 (Figure 131).

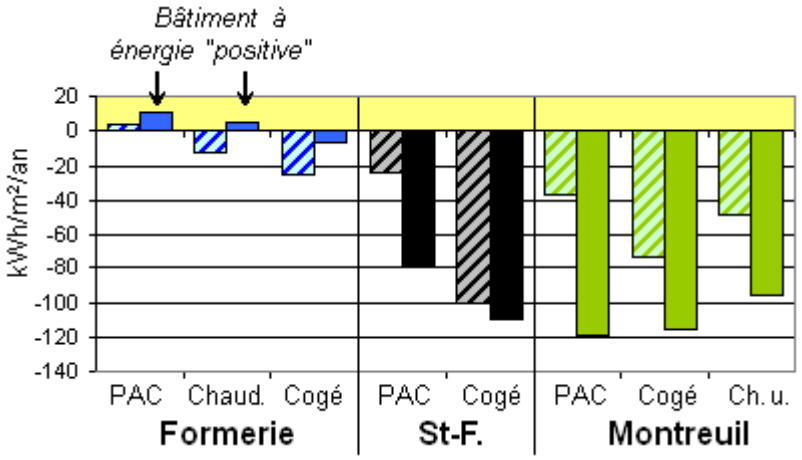


Figure 131 Bilan des exportations nettes par m²
en énergie finale *(hachures)* **et en énergie primaire** *(uni)*

Le bilan en énergie finale fait apparaître de meilleurs résultats pour les variantes *PAC*. De plus seule la variante *PAC* de Formerie présente un bilan positif, ce qui est cohérent avec l'analyse en énergie finale menée jusqu'ici.

Le bilan en énergie primaire est bien différent puisqu'il est alors aussi positif pour la variante *Chaudière à condensation* de Formerie. Par contre, la surconsommation électrique des variantes *PAC* est pénalisée par les pertes de la chaîne de production et de transport de l'électricité, particulièrement à Montreuil, où le bilan est alors inférieur à celui obtenu sur les variantes *Cogénération* et *Chauffage urbain*. Le bilan quasiment équilibré sur les trois variantes de Formerie montre que ces maisons compensent la quasi-totalité de leurs approvisionnements par leurs exportations. C'est loin d'être le cas pour la maison de St-Fargeau ou pour l'immeuble de Montreuil, quelle que soit la variante considérée.

Par définition, le bilan en énergie primaire représente la quantité des ressources énergétiques mobilisées par le bâtiment, information que le bilan en énergie finale ne fournit pas. Il est donc préférable de s'appuyer sur une analyse en énergie primaire pour évaluer les performances énergétiques du bâtiment en tenant compte des chaînes énergétiques par lesquelles il s'approvisionne.

IV.6.3 Performances environnementales

Pour les huit variantes étudiées, les douze indicateurs ont été calculés par an et par mètre carré de surface. Ceci amène à dégager quatre grands types de comportement parmi les impacts étudiés. Cette analyse demeure néanmoins délicate, du fait des incertitudes liées au calcul et de l'importante influence des hypothèses. Sur les histogrammes qui suivent, les couleurs se rapportent aux phases du cycle de vie du bâtiment considérées (Figure 132). Sur cette légende,

« Équipements » regroupe les phases de fabrication et de démolition des équipements mis en œuvre dans chaque variante et décrits au § IV.2.

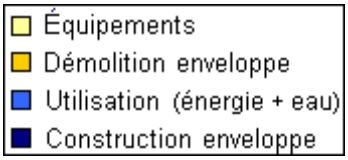


Figure 132 Légende des figures qui suivent

IV.6.3.1 Énergie primaire

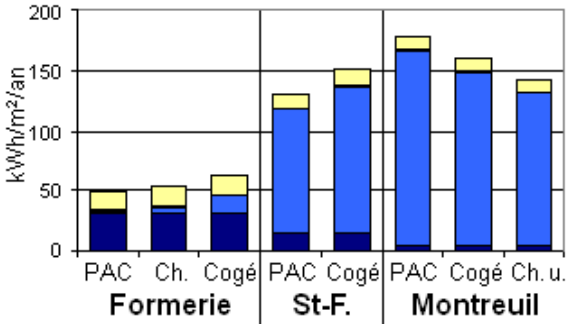


Figure 133 Demande cumulative d'énergie par mètre carré

Les variantes *PAC* et *Chaudière à bois* de Formerie, seules à être « à énergie positive », présentent les meilleurs bilans en énergie primaire par mètre carré. Ceci est aussi valable pour le bilan en énergie primaire par occupant (Figure 134). Dans ce cas, bien qu'étant plus densément occupé (17 m^2/pers. contre 34 m^2/pers. à Formerie), l'immeuble de Montreuil n'est pas le plus performant, en raison de son plus faible niveau de production électrique par personne. En effet, la surface de panneaux photovoltaïque est limitée par la surface de toiture disponible qui est insuffisante sur cet immeuble de quatre étages pour assurer le bilan positif du bâtiment..

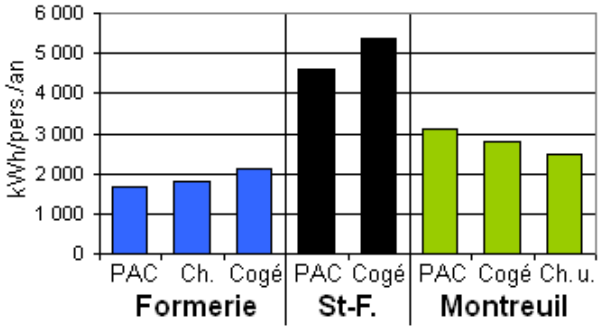


Figure 134 Demande cumulative d'énergie par occupant

IV.6.3.2 Impacts accrus par la consommation d'électricité

Les profils obtenus pour la production de déchets radioactifs, l'épuisement des ressources abiotiques, le potentiel de réchauffement global à 100 ans et l'utilisation d'eau présentent de fortes similitudes (Figure 135). Ils sont accrus sur les variantes consommant plus d'électricité (*PAC*). L'influence la plus marquée concerne la production de déchets radioactifs qui est exclusivement due à la production d'électricité par fission nucléaire. Sur cet indicateur, la production électrique amène à annuler la production de déchets nucléaires, voire à la rendre négative (production évitée). Le chauffage urbain, ici fortement carboné, se distingue par de forts impacts sur l'épuisement des ressources et sur le potentiel de réchauffement global. La consommation d'eau est très liée au nombre d'occupants. Ainsi, cette consommation exprimée par mètre carré est plus élevée sur l'immeuble de Montreuil qui est plus densément occupé.

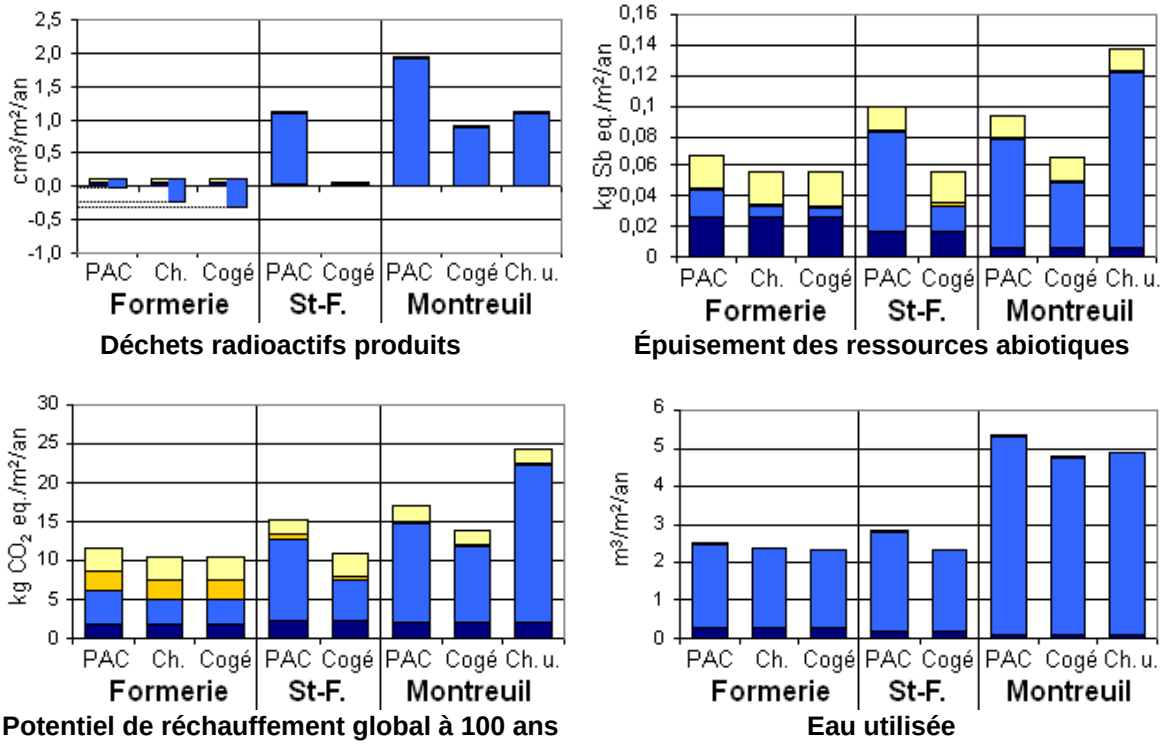
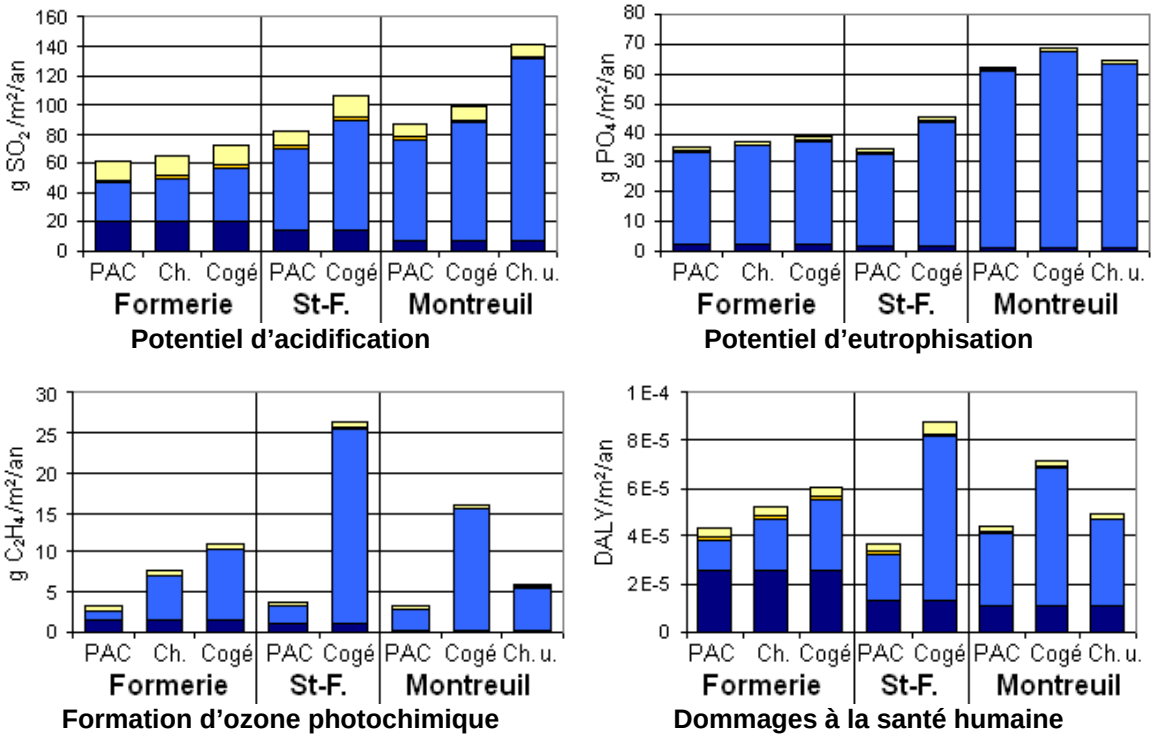


Figure 135 Les impacts réduits par l'usage de combustible renouvelable

IV.6.3.3 Impacts accrus par l'usage de bois

Six indicateurs sont plus ou moins fortement accrus par l'usage du bois-énergie. C'est le cas du potentiel d'acidification, du potentiel d'eutrophisation, de la formation d'ozone photochimique, des dommages causés à la santé humaine, des odeurs et des dommages causés aux écosystèmes (Figure 136). Les écarts entre variantes d'un même bâtiment sont plus fortement marqués sur la production d'ozone photochimique et sur les dommages à la santé humaine, qui sont fortement liés à la combustion du bois.



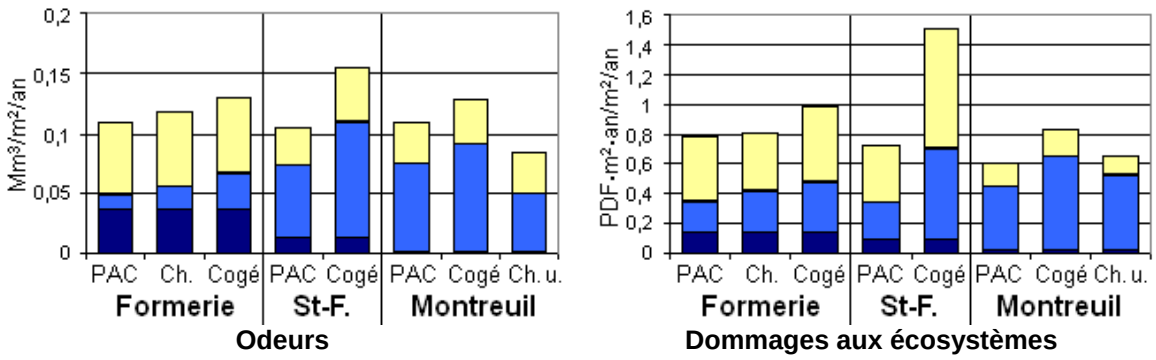


Figure 136 Impacts accrus par l'usage de bois

La phase de construction du bâti et le cycle de vie des équipements influencent fortement certains indicateurs (dommages à la santé humaine, odeurs, dommages aux écosystèmes). Sur certaines variantes, ces contributions sont supérieures aux réductions liées à la phase d'utilisation.

IV.6.3.4 Impact influencé par la démolition du bâtiment

La production de déchets est moins influencée par la consommation d'énergie durant la phase d'utilisation du bâtiment que par la démolition du bâtiment en fin de vie (Figure 137). Par conséquent, c'est la nature du bâti et la manière dont les matériaux peuvent être ou non réemployés qui conditionne plus de la moitié de la production de déchets.

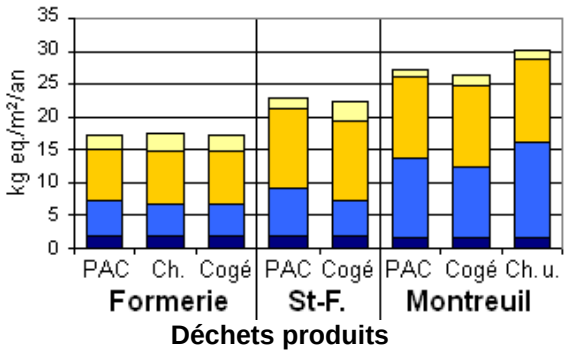


Figure 137 Impact peu influencé par la consommation énergétique

IV.7 Conclusions

Les trois bâtiments présentés dans ce chapitre sont tous à usage résidentiel, situés en France, en climat océanique dégradé[104] (région Île-de-France et Picardie). Seules quelques variantes de leurs équipements ont été étudiées. Par conséquent, ils ne sont représentatifs ni de la variété des usages ni de la diversité des climats ni de la variété des pratiques constructives ni de la diversité des solutions techniques à même d'assurer la performance énergétique de l'enveloppe ou la production locale d'énergie. Aucune conclusion ne peut donc être tirée en dehors des limites de la présente étude.

Ce chapitre montre que les outils employés, y compris ceux développés dans le cadre de cette thèse, permettent effectivement de simuler les bâtiments puis de mener l'analyse fine des flux et des conversions d'énergie en leur sein, ainsi que des impacts environnementaux qu'ils engendrent. Il est raisonnable de penser que ces outils pourraient tout aussi bien être appliqués à des bâtiments de taille, de structure et d'usage différents, soumis à différents climats (continentaux, méditerranéens). Néanmoins, dans le cas de climats extrêmes (par exemple très chauds, très froids ou très humides), il n'est pas certain que tous ces outils soient parfaitement adaptés. Par exemple, dans un climat très humide, la prise en compte des transferts d'eau dans le bâtiment et dans l'échangeurs air-sol serait nécessaire.

[104] Le *climat océanique dégradé* est un type de climat intermédiaire entre un *climat tempéré océanique* et un *climat tempéré continental*.

Sous le climat océanique étudié ici, le confort thermique est globalement assuré en toute saison. Les moyens de rafraîchissement passifs améliorent nettement le confort thermique, même en période caniculaire. L'échangeur air-sol ne semble trouver son intérêt que lors des périodes les plus chaudes, la surventilation nocturne assurant la majeure partie du rafraîchissement en été. Associé en hiver à un récupérateur sur air vicié, il peut éviter le givrage du récupérateur car la température de l'air en sortie d'échangeur est toujours positive.

Les besoins énergétiques du bâtiment sont fortement liés à la conception et à la taille du bâtiment. En réduisant fortement les besoins de chauffage, la conception passive réduit la quantité totale des besoins et modifie leur répartition, les besoins d'eau chaude sanitaire et d'électricité devenant alors prépondérants par rapport aux besoins de chauffage (cf. Figure 126).

L'efficacité globale de conversion, la production locale d'énergie, le bilan exportateur du bâtiment et son taux d'indépendance énergétique net mais aussi la plupart des indicateurs d'impacts dépendent de la nature et du dimensionnement des équipements de production d'énergie.

Les capteurs solaires correctement dimensionnés peuvent assurer une grande partie des besoins du bâtiment (cas des maisons de Formerie) et rendre celui-ci exportateur.

La pompe à chaleur, grâce à son COP élevé, amène des performances énergétiques très satisfaisantes, notamment sur le taux d'indépendance énergétique du bâtiment. Par contre, l'accroissement de consommation d'électricité associé accentue certains impacts liés à la production d'électricité, tel que la production de déchets radioactifs ou l'épuisement des ressources.

Le système de micro-cogénération à bois étudié ici ne semble pas entièrement satisfaisant du fait que son dimensionnement est inadapté aux faibles besoins des maisons individuelles étudiées. De plus, l'usage du bois induit une forte consommation électrique à chaque redémarrage du système et renforce plusieurs impacts environnementaux. Il serait intéressant d'étudier le bilan environnemental d'un système de micro-cogénération fonctionnant au gaz.

Les équipements du bâtiment peuvent contribuer significativement à certains impacts environnementaux, surtout au travers de la production des matériaux qui les constituent.

Enfin, ce chapitre montre que, pour la majorité des impacts étudiés, un bâtiment « à énergie positive » présente de meilleurs résultats environnementaux qu'un bâtiment qui ne le serait pas,. Cependant, la quantité des ressources renouvelables exploitées localement, la nature et la quantité des ressources énergétiques importées, l'efficacité et le dimensionnement des équipements de conversion, la nature et la quantité des matériaux de construction et des équipements participent au bilan environnemental du bâtiment. Par conséquent, la connaissance du seul bilan exportateur du bâtiment est insuffisante pour déterminer précisément sa performance environnementale.

Conclusions

Le travail de thèse présenté dans ce mémoire a été l'occasion de réaliser une synthèse des concepts de bâtiments performants, de proposer une définition du bâtiment à énergie positive, d'identifier et d'affiner des outils de calcul et des méthodes d'analyse spécifiquement adaptées à l'étude des bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments. Dans ce cadre, les modélisations d'un système de ventilation intégrant un échangeur air-sol et d'un système de chauffage aéraulique alimenté par micro-cogénération à bois ont été développées. Elles ont débouché sur la réalisation de modules de calcul, qui ont été intégrés à l'outil COMFIE. Ces outils et ces méthodes ont été utilisées pour étudier trois cas particuliers de bâtiments très performants. L'analyse des bilans d'énergie et des impacts environnementaux de ces trois cas d'études a permis de comparer les performances de ces bâtiments.

De ce travail, nous tirons plusieurs conclusions.

V.1 Conclusions techniques

Les modèles et les moyens de calculs développés ont fourni des résultats validés par rapport à des mesures. Néanmoins, ils peuvent encore être affinés. Le modèle d'échangeur air-sol pourrait tenir compte des phénomènes liés à l'humidité, de l'ombrage à la surface du sol, de régimes de fonctionnement à débits variables. Le modèle de chauffage aéraulique pourrait être étendu à différents types de micro-cogénération et couplé à des capteurs solaires. Les méthodes d'analyse énergétique du bâtiment pourraient aussi être intégrées à l'outil de manière à automatiser la saisie pour réduire les sources d'erreur et à proposer une synthèse des résultats.

Les performances des équipements conditionnent les performances globales du bâtiment. Le prototype de micro-cogénération à bois étudié ici, encore perfectible, présente des performances peu convaincantes. Par contre, des systèmes de micro-cogénération plus performants peuvent favoriser l'intérêt pour cette technologie. En ce qui concerne les pompes à chaleur, la technologie « inverter » ainsi que le couplage à des sources tempérées ou à des capteurs solaires constituent aussi des voies d'améliorations possibles.

V.2 Conclusions concernant le bâtiment à énergie positive

L'analyse des cas étudiés montre qu'il est très difficile d'obtenir un bilan d'énergie positif lorsque le bâtiment n'atteint pas les performances du label Passivhaus. Ceci souligne l'importance de réduire drastiquement les besoins du bâtiment. L'influence de la taille du bâtiment sur le taux d'indépendance énergétique du bâtiment ne semble pas évidente.

Sur un bâtiment très économe, ici, seule la solution Panneaux photovoltaïque/Pompe à chaleur permet de rendre le bâtiment exportateur : c'est l'approche « tout électrique » que l'on retrouve sur différents bâtiments à énergie positive existants [Malz 2000, Ricaud 2007]. Cette solution est favorisée par le fait que l'électricité est facilement exportable, contrairement aux autres vecteurs d'énergie. Elle est aussi favorisée par la définition du bâtiment à énergie positive généralement retenue — et ici en particulier — qui s'appuie sur un bilan en énergie finale plutôt que sur un bilan en énergie primaire. Pourtant, rien n'assure qu'un bâtiment à énergie positive présente toujours un bilan environnemental et un bilan en énergie primaire plus favorables que ceux d'un bâtiment qui ne le serait pas.

En effet, la définition du bâtiment à énergie positive ne considère qu'un critère unique : le bilan exportateur net positif en énergie finale. Ce critère a un sens lorsque le bâtiment importe ou exporte uniquement de l'électricité car il y a alors une relation de proportionnalité directe entre énergie primaire et énergie finale. Par contre, si les importations ou les exportations sont de différentes natures (électricité, combustible, chaleur), le raisonnement en énergie finale biaise l'analyse en favorisant l'électricité et la chaleur, directement utilisables, au détriment des combustibles pour lesquels des pertes de conversion interviennent au sein du bâtiment. De plus, ce critère ne concerne que la phase d'utilisation du bâtiment, et ni la phase de construction ni celle de démolition. **Ce seul critère est donc insuffisant** pour assurer les performances en énergie primaire ou les performances environnementales du bâtiment.

L'analyse des flux d'énergie dans le bâtiment a mené à la définition de plusieurs grandeurs et d'indicateurs qui ont servi à établir et à analyser le bilan énergétique du bâtiment. Dans le but

d'évaluer la capacité du bâtiment à répondre aux enjeux énergétiques et environnementaux, nous proposons d'appuyer l'analyse sur deux critères au lieu d'un seul.

En premier lieu, **les besoins du bâtiment doivent être réduits** sans que cela nuise à ses fonctions essentielles. C'est donc la *consommation énergétique finale du bâtiment* qui doit être considérée, rapportée à une unité de service de référence. L'indicateur le plus adapté est donc du type **intensité énergétique du bâtiment**. Le plus pertinent pour l'exprimer semble être le rapport *Consommation finale/surface habitable*, mais d'autres choix sont envisageables comme la conversion de ces besoins en énergie primaire par le biais de conventions. Ce critère est déjà intégré à la majorité des labels de bâtiments performants (Minergie, Passivhaus, Effinergie, etc.) car il est directement lié à la conception du bâtiment et de son enveloppe.

En second lieu, **l'énergie disponible localement doit être largement exploitée**. En effet, l'exploitation de ressources renouvelables locales induit très peu d'impacts sur l'environnement et réduit la dépendance du bâtiment aux ressources distantes. C'est donc la capacité du bâtiment à exploiter ces ressources énergétiques qui doit être évaluée. Le *taux d'indépendance énergétique net* est la grandeur qui caractérise cette capacité car elle intègre les pertes ou les apports associés aux équipements de conversion d'énergie. Lorsqu'il est supérieur à 100 %, ce taux indique que le bâtiment produit plus d'énergie qu'il n'en consomme, ce qui constitue un **bâtiment à énergie positive**. De manière à tenir compte de la chaîne énergétique située en amont du bâtiment, il est préférable de calculer ce taux en énergie primaire.

Ces deux premiers critères suffisent à assurer la performance énergétique du bâtiment à l'échelle locale (consommation réduite et exploitation des ressources locales) en ce qui concerne sa phase d'exploitation. Ils n'assurent pas la performance environnementale sur la totalité du cycle de vie du bâtiment qui dépend notamment des matériaux et des chaînes énergétiques mises en oeuvre : pour ce faire, le calcul de la demande cumulative d'énergie et l'analyse de cycle de vie restent indispensables.

V.3 Prolongements

Pour aller au delà du cadre de cette thèse, plusieurs approches pourraient constituer des approfondissements ou des éclairages nouveaux pour l'analyse des performances des bâtiments.

- L'analyse économique (coût de cycle de vie ou coût global), prenant une monnaie comme référence unique, intégrerait les coûts des différentes technologies. Elle pourrait mener à la définition d'un bâtiment à coûts d'exploitation négatifs. Cette démarche permettrait aussi d'intégrer les coûts liés aux impacts environnementaux (coûts externes).
- L'analyse exergétique pourrait permettre de tenir compte que la qualité des flux énergétiques mis en jeu et de mieux cerner les limites et les marges d'amélioration des différentes chaînes énergétiques intervenant dans le bâtiment. Elle pourrait mener à la définition d'un bâtiment à exergie positive, qui exporterait plus d'exergie qu'il n'en importerait. Associée à une analyse du cycle de vie, elle faciliterait la prise en compte des matériaux dans le bilan du bâtiment.
- Une approche dynamique sur des temps d'observation plus courts permettrait de mieux prendre en compte le stockage de l'énergie dans le bâtiment et de l'optimisation de sa gestion. Une telle approche permettrait notamment de traiter de la question de la dépendance du bâtiment aux réseaux d'approvisionnement en énergie. En effet, en cas de coupure partielle ou totale des approvisionnements, il est nécessaire que certaines fonctionnalités du bâtiment, requerrant de l'énergie, soient conservées. L'autonomie énergétique du bâtiment est donc une qualité, d'autant plus cruciale que la fiabilité des réseaux d'approvisionnements est incertaine.

Une analyse de cycle de vie dynamique permettrait de tenir compte de l'évolution temporelle des techniques, des sources d'approvisionnement énergétique, de l'usage du bâtiment, des comportements des occupants et des conditions climatiques au cours de la vie du bâtiment.

Symboles et notations

Chapitre I :

$^{+}$	: Fonction partie positive	

Lettres latines

C_D	: Consommation directe	
C_F	: Consommation finale	
C_{II}	: Consommation induite par la production d'énergie secondaire	
D	: Disponibilités	
DJC_{Tmax}	: Degré d'inconfort chaud compté à partir de Tmax	[°C.j]
DJF_{Tmin}	: Degré d'inconfort froid compté à partir de Tmin	[°C.j]
DJU	: Degré-jour unifié	[°C.j]
E	: Exportation	
E_N	: Énergie exportée nette	
F_{C_D}	: Fraction de consommation directe	[-]
F_E	: Fraction d'énergie exportée	[-]
kW_c	: kilowatt-crête	
kW_e	: kilowatt d'électricité	
kWh	: kilowattheure (1 kWh = 1 kW · 1 h)	
kWh_{EP}	: kilowattheure d'énergie primaire	
kW_{th}	: kilowatt d'énergie thermique	
I	: Importation	
PCI	: Pouvoir calorifique inférieur	
PCS	: Pouvoir calorifique supérieur	
$Pertes_N$	: Pertes nettes	
P_I	: Production locale d'énergie primaire	
P_{II}	: Production locale d'énergie secondaire	
P_N	: Production locale d'énergie nette	
T_{max}	: Température maximale de confort	[°C]
T_{min}	: Température minimale de confort	[°C]
T_z	: Température de la zone thermique	[°C]
U	: Conductance thermique spécifique	[$W.m^{-2}.K^{-1}$]
U_w	: Conductance thermique spécifique globale d'un vitrage	[$W.m^{-2}.K^{-1}$]

Lettres grecques

ΔS	: Variation nette des stocks	
η_{conv}	: Efficacité de conversion	[-]
τ_{indep}	: Taux d'indépendance énergétique net	[-]

Chapitre II :

Lettres latines

A	: Matrice carrée tridiagonale des termes d'échange entre maille	[J.K^{-}]
$A_{G,n}$	: Amplitude des oscillations du rayonnement solaire global horizontal pour la composante harmonique de rang n	[K]
a_{lat}	: Constante empirique. a_{lat} = 103	[$Pa.K^{-1}$]
a_{sol}	: Diffusivité thermique du sol	[$m^2.s^{-1}$]
A_{surf_sol}	: Amplitude des oscillations de la température de la surface du sol (cas général)	[K]
$A_{surf_sol,n}$	: Amplitude des oscillations de la température de la surface du sol pour la composante harmonique de rang n	[K]
$A_{sol}(z)$	: Amplitude des oscillations de la température du sol à la profondeur z	[K]

$A_{T,n}$	: Amplitude des oscillations de la température de l'air ambiant pour la composante harmonique de rang n	[K]
A_{vent}	: Pente de la courbe de rendement du ventilateur	[%/(m^3.h^{-1})]
B	: Matrice intermédiaire de calcul	[-]
b_{lat}	: Constante empirique. b_{lat} = 609	[Pa]
c_{air}	: Capacité calorifique massique de l'air	[J.kg^{-1}.K^{-1}]
C	: Matrice diagonale des capacités thermiques	[J.K^{-1}]
C_i	: Capacité thermique de la maille *i*	[J.K^{-1}]
c_i	: Capacité thermique massique de l'élément *i*	[J.kg^{-1}.K^{-1}]
c_{lat}	: Constante empirique. c_{lat} = 0,0168	[K.Pa^{-1}]
c_{sol}	: Capacité calorifique massique du sol	[J.kg^{-1}.K^{-1}]
D_H	: Diamètre hydraulique de l'écoulement	[m]
D_{tubes}	: Distance entre axes de deux tubes consécutifs d'une même nappe	[m]
E	: Matrice des termes d'échange entre mailles et sollicitations	[J.K^{-1}]
$E(t)$	: Efficacité instantanée de l'échangeur air-sol	[-]
$\overline{E}$	: Efficacité moyenne de l'échangeur air-sol	[-]
E_T	: Efficacité statistique de l'échangeur air-sol	[-]
e_{dalle}	: Épaisseur de la dalle du bâtiment	[m]
e_{eq}	: Épaisseur d'isolant équivalente	[m]
e_{sol2}	: Épaisseur de la partie centrale de la maille *Sol2* en contact avec le reste du sol	[m]
e_{tube}	: Épaisseur de la paroi des tubes	[m]
F	: Matrice diagonale	[s^{-1}]
f	: Paramètre empirique caractéristique de la nature et de l'humidité du sol	[-]
F_0	: Variable intermédiaire de calcul	[-]
G	: Rayonnement solaire global horizontal	[W.m^{-2}]
$\overline{G}$	: Moyenne annuelle du rayonnement solaire global horizontal	[W.m^{-2}]
geo	: Gradient géothermique	[K.m^{-1}]
h	: Coefficient d'échange par convection entre l'air et le tube	[W.m^{-2}.K^{-1}]
h_s^c	: Facteur de perte thermique	[-]
$h_{cond}(\omega)$	: Variable intermédiaires de calcul	[W.m^{-2}.K^{-1}]
h_{eq}	: Coefficient d'échange équivalent	[W.m^{-2}.K^{-1}]
h_e, h_r	: Variables intermédiaires de calcul	[W.m^{-2}.K^{-1}]
h_{surf}	: Coefficient d'échange convectif au niveau de la surface du sol	[W.m^{-2}.K^{-1}]
H_{sol2}	: Hauteur de la partie centrale de la maille *Sol2*	[m]
l	: Longueur caractéristique de l'échange thermique	[m]
L_{ref}	: Longueur de référence des tubes de l'échangeur air-sol	[m]
L_{tube}	: Longueur des tubes de l'échangeur	[m]
$\dot{m}_{ech}$	: Débit massique de l'air traité par l'échangeur	[kg.s^{-1}]
$\dot{m}_n$	: Débit massique de l'air neuf insufflé	[kg.s^{-1}]
$\dot{m}_{tube}$	: Débit massique de l'air dans chaque tube	[kg.s^{-1}]
$\dot{m}_v$	: Débit massique de l'air vicié extrait	[kg.s^{-1}]
$\dot{m}_{V_i}$	: Débit massique de l'air mis en mouvement par le ventilateur V_i	[kg.s^{-1}]
n	: Rang de la composante harmonique	[-]
N_h	: Nombre d'harmoniques retenus dans l'analyse fréquentielle	[-]
n_{pas}	: Nombre de pas d'espace selon l'axe longitudinal de l'échangeur air-sol	[-]
N_{tubes}	: Nombre total de tubes de l'échangeur air-sol	[-]
Nu	: Nombre de Nusselt	[-]
Q_{V_i}	: Débit volumique de l'air mis en mouvement par le ventilateur V_i	[m^3.s^{-1}]
P	: Matrice de passage	[-]
P_{bat}	: Puissance thermique perdue par le bâtiment au niveau du sol	[W]
$P_{V_i}^{elec}$	: Puissance électrique consommée par le ventilateur V_i	[W]
$P_{V_i}^{méca}$	: Puissance mécanique fournie à l'air par le ventilateur V_i	[W]

P_L	: Puissance échangée longitudinalement	[W]
PPC	: Potentiel de préchauffage	[-]
P_R	: Puissance échangée de manière radiale	[W]
PRF	: Potentiel de rafraîchissement	[-]
Pr	: Nombre de Prandtl	[-]
P_{rec}	: Puissance récupérée	[W]
P_{rec_max}	: Puissance maximale théoriquement récupérable	[W]
P_{th}	: Puissance thermique transmise à l'air par le ventilateur	[W]
r	: Distance d'un point du sol au centre de la dalle du bâtiment	[m]
r_a	: Humidité relative de l'air	[-]
Re	: Nombre de Reynolds	[-]
$R_{i\text{-}j}$	: Résistance thermique pour l'échange *i-j*	[K.W^{-1}]
r_{ext}	: Rayon extérieur des tubes	[m]
r_{int}	: Rayon intérieur des tubes	[m]
r_t	: Rayon interne de la zone *tube*	[m]
r_0	: Distance théorique à laquelle la température T_{surf_bat} est atteinte	[m]
r_1	: Rayon interne de la maille *Sol1*	[m]
r_{12}	: Rayon extérieur de la maille *Sol1* et rayon intérieur de la maille *Sol2*	[m]
r_2	: Rayon interne des deux extrémités cylindriques de la maille *Sol2*	[m]
r_{2sol}	: Rayon extérieur des deux extrémités cylindriques de la maille *Sol2*	[m]
R_0	: Rayon de la dalle assimilée à un disque	[m]
S_{dalle}	: Surface de la dalle	[m^2]
t	: Temps	[s]
T	: Vecteur des températures	[K]
$T_{air}(x)$	: Température de l'air dans le tube à une distance x de l'entrée	[K]
T_{amb}	: Température de l'air ambiant	[K]
$\overline{T_{amb}}$	: Température moyenne annuelle de l'air ambiant	[K]
T_{ciel}	: Température équivalente du ciel	[K]
T_d	: Vecteur des solutions en régime dynamique	[K]
T_{eA}	: Température du fluide A en entrée de l'échangeur	[K]
T_{eB}	: Température du fluide B en entrée de l'échangeur	[K]
T_{en}	: Température de l'air neuf en entrée d'échangeur	[°C]
T_{ev}	: Température de l'air vicié en entrée d'échangeur	[°C]
$\overline{T_{\text{int}_bat}}$	: Moyenne annuelle de la température intérieure du bâtiment	[K]
T_{max}	: Température maximale pour le fonctionnement en régime *chauffage*	[K]
T_{min}	: Température minimale pour le fonctionnement en régime *rafraîchissement*	[K]
T_{moy}	: Température moyenne glissante à l'intérieur du bâtiment	[K]
T_p	: Vecteur des solutions en régime permanent	[K]
T_{sA}	: Température du fluide A en sortie de l'échangeur	[K]
T_{sn}	: Température de l'air neuf en sortie d'échangeur	[°C]
T_{sol}	: Température du sol au niveau des tubes	[K]
$T_{sol}(r,z,t)$	: Température du sol non perturbé	[K]
$\overline{T_{sol}}(z)$	: Température moyenne annuelle du sol à la profondeur z	[K]
${}^1T_{sol}(z,t)$	: Contribution 1 pour le calcul de la température du sol	[K]
${}^2T_{sol}(z,t)$	: Contribution 2 pour le calcul de la température du sol	[K]
$\overline{{}^2T_{sol}^{plan}}$	: Température dans le sol pour une configuration plane des surfaces isothermes	[K]
$\overline{{}^2T_{sol}^{sphère}}$	: Température dans le sol pour une configuration sphérique	[K]
${}^3T_{sol}(z,t)$	: Contribution 3 pour le calcul de la température du sol	[K]
T_{solh}	: Température du sol imposée à la surface supérieure de la maille *Sol2*	[K]
T_{solb}	: Température du sol imposée à la surface inférieure de la maille *Sol2*	[K]
$\overline{T_{surf_bat}}$	: Moyenne annuelle de la température de la dalle au contact du sol	[K]

$T_{surf_sol}(t)$	: Température de la surface du sol à l'intant t	[K]
$\overline{T_{surf_sol}}$	: Température moyenne de la surface du sol	[K]
T_{sv}	: Température de l'air vicié en sortie d'échangeur	[°C]
U	: Vecteur des sollicitations	[K]
$UA_{i\text{-}j}$	: Coefficient d'échange thermique global pour l'échange *i-j*	[W.K^{-1}]
V_i	: Volume de matière de la maille *i*	[m^3]
v	: Vitesse de l'écoulement	[m.s^{-1}]
v_{vent}	: Vitesse du vent au niveau du sol	[m.s^{-1}]
W	: Matrice intermédiaire de calcul	[-]
X	: Vecteur d'état	[-]
x	: Distance	[m]
$Y_{1,n}$, $Y_{2,n}$	: Variables intermédiaires de calcul pour l'harmonique de rang n	[W.m^{-2}]
z	: Profondeur sous la surface du sol	[m]
Z	: Profondeur d'enfouissement de la nappe de tubes par rapport à la surface du sol, mesurée à partir de l'axe des tubes	[m]
Z_0	: Profondeur au-delà de laquelle la température du sol est considérée comme n'étant plus influencée par le bâtiment	[m]

Lettres grecques

α_{sol}	: Coefficient d'albédo de la surface du sol	[-]
$\delta(\omega)$	: Profondeur de pénétration d'un signal de température de pulsation ω	[m]
δ_{1j}	: Profondeur de pénétration d'un signal de température de période 1 jour	[m]
δ_{df}	: Indicateur d'existence d'un réseau de soufflage	[-]
δ_{EAV}	: Indicateur d'existence d'un échangeur sur air vicié	[-]
δ_{PC}	: Indicateur d'existence d'un échangeur air-sol	[-]
Δp	: Différence de pression assurée par le ventilateur	[Pa]
Δp_{EAV}	: Différence de pression au niveau de l'échangeur sur air vicié	[Pa]
Δp_{ref}	: Différence de pression de référence	[Pa]
Δp_{res}	: Différence de pression du réseau de gains de soufflage ou d'extraction	[Pa]
$\Delta p_{soufflage}$	: Différence de pression totale de soufflage	[Pa]
$\Delta p_{extraction}$	: Différence de pression totale d'extraction	[Pa]
Δp_{total}	: Différence de pression totale	[Pa]
Δt	: Durée du pas de temps	[s]
ΔT_L	: Écart de température entre les extrémités d'une maille de sol	[K]
ΔT_R	: Écart de température entre les surfaces intérieure et extérieure d'une maille de sol	[K]
Δx	: Longueur du pas d'espace selon l'axe longitudinal de l'échangeur air-sol	[m]
ε	: Efficacité instantanée d'un échangeur fluide/fluide	[-]
ε_{ech}	: Facteur d'efficacité de l'échangeur thermique	[-]
ε_{sol}	: Émissivité de la surface du sol	[-]
ζ	: Coefficient de perte de charge singulière	[m^{-4}]
$\eta_{\min_i}$	: Rendement de conversion électromécanique minimal d'un ventilateur	[-]
η_{V_i}	: Rendement de conversion électromécanique du ventilateur V_i	[-]
Λ	: Coefficient global de perte de charge	[m^{-4}]
λ_{dalle}	: Conductivité thermique de la dalle du bâtiment	[W.m^{-1}.K^{-1}]
λ_{sol}	: Conductivité thermique du sol	[W.m^{-1}.K^{-1}]
μ_{air}	: Viscosité dynamique de l'air	[kg.m^{-1}.s^{-1}]
ν_{air}	: Viscosité cinématique de l'air	[m^2.s^{-1}]
ξ	: Variable intermédiaire de calcul	[-]
π	: Constante. π=*3,14159265358*	[-]
ρ_i	: Masse volumique de l'élément *i*	[kg.m^{-3}]
ρ_{air}	: Masse volumique de l'air	[kg.m^{-3}]
ρ_{sol}	: Masse volumique du massif	[kg.m^{-3}]
σ	: Constante de Stefan-Boltzmann. $\sigma \approx 5{,}67.10^{-8}$	[W.m^{-2}.K^{-4}]

$\sigma_{bat}(r,z)$	: Coefficient d'influence du bâtiment	[-]
σ_E	: Fonction signe	[-]
τ_i	: Constante de temps	[s]
$\varphi(z)$	: Déphasage des oscillations de la température du sol à la profondeur z	[rad]
$\varphi_{T,n}$	: Déphasage des oscillations de la température de l'air ambiant pour la composante harmonique de rang n	[rad]
$\varphi_{G,n}$	: Déphasage des oscillations du rayonnement solaire global horizontal pour la composante harmonique de rang Y	[rad]
ϕ_{cond}	: Flux thermique conductif vers le sol	[W.m^{-2}]
ϕ_{conv_lat}	: Flux thermique convectif latent émis par la surface du sol	[W.m^{-2}]
ϕ_{conv_sens}	: Flux thermique convectif sensible reçu par la surface du sol	[W.m^{-2}]
ϕ_{geo}	: Flux conductif géothermique	[W]
ϕ_{rad_r}	: Flux thermique radiatif reçu du soleil par la surface du sol	[W.m^{-2}]
ϕ_{rad_sc}	: Flux thermique radiatif net échangé avec le ciel	[W.m^{-2}]
φ_{surf_sol}	: Déphasage des oscillations de la température de la surface du sol (cas général)	[rad]
$\varphi_{surf_sol,n}$	: Déphasage des oscillations de la température de la surface du sol pour la composante harmonique de rang n	[rad]
ξ	: Variable intermédiaire de calcul	[-]
ω	: Pulsation des oscillations de la température de la surface du sol	[rad.s^{-1}]

Chapitre III :

Lettres latines

A_{cana}	: Surface d'échange de la canalisation	[m^2]
A_{str}	: Surface de contact entre strates (égale à la section du ballon)	[m^2]
C_{eau}, C_{air}	: Débits capacitifs (avec $C_i = \dot{m}_i \cdot c_i$)	[J.s^{-1}.K^{-1}]
C_{min}	: Débit capacitif limitant l'échange $C_{\min} = \min(C_{eau}, C_{air})$	[J.s^{-1}.K^{-1}]
Cp_{air}, Cp_{eau}	: Capacité calorifique massique de l'air/de l'eau	[J.kg^{-1}.K^{-1}]
E_{out}	: l'énergie de l'eau sortie dans la canalisation durant le pas de temps	[J]
E_{in}	: l'énergie de l'eau entrée dans la canalisation durant le pas de temps	[J]
f	: Fréquence de rotation du moteur Stirling	[Hz]
F_p	: Variable intermédiaire	[m^{-1}]
F_s	: Variable intermédiaire	[s^{-1}]
H_{str}	: Hauteur d'une strate du ballon de stockage d'eau chaude	[m]
I	: Intensité électrique délivrée par la génératrice	[A]
k_s	: Paramètre de calcul	[-]
$\dot{m}_{air,soufflé}(iZ)$	: Débit de l'air soufflé dans la zone iZ	[m^3.s^{-1}]
M_{cana}	: Masse d'eau dans la canalisation	[kg]
m_{comb}	: Masse de granulés consommée durant la phase de fonctionnement	[kg]
$\dot{m}_{eau}$	: Débit massique instantané de l'eau dans le circuit secondaire	[kg.s^{-1}]
$\dot{m}_{fin}$	: Débit massique instantané en fin de pas de temps	[kg.s^{-1}]
$\dot{m}_{h_i}$, $\dot{m}_{b_i}$	: Débits d'eau provenant de la strate respectivement située au-dessus ou au-dessous de la strate *i*	[kg.s^{-1}]
M_i	: Masse d'eau de la strate *i*	[kg]
$\dot{m}_{init}$	: Débit massique instantané en début de pas de temps	[kg.s^{-1}]
$\dot{m}_{j_i}$	: Débit d'injection ou de soutirage d'eau sur la strate *i* par le port *j*	[kg.s^{-1}]
$\dot{m}_{puis}$	: Débit massique instantané de puisage	[kg.s^{-1}]

n	: Quantité de gaz de travail du moteur Stirling	[mol]
N_B	: Nombre de Beale	[-]
N_{str}	: Nombre de strates du ballon de stockage d'eau chaude	[-]
P	: Puissance du moteur Stirling	[W]
p	: Périmètre équivalent de la canalisation	[m]
P_{th}	: Puissance thermique instantanée récupérée	[W]
$\overline{p}$	: Pression moyenne du fluide au cours du cycle de Stirling	[Pa]
$\overline{P_{brûleur}}$	: Puissance moyenne du brûleur	[W]
PCS_{comb}	: Pouvoir calorifique supérieur du combustible	[J.kg^{-1}]
P_{ec}	: Puissance instantanée de chauffage de l'eau	[W]
$P_{élec}$	: Puissance électrique instantanée fournie par la génératrice	[W]
P_{valor}	: Puissance valorisée par le système de micro-cogénération	[W]
Q_c	: Chaleur absorbée durant un cycle	[J]
Q_{comb}	: Contenu énergétique du combustible	[J]
$\dot{Q}_{comb}$	: Puissance instantanée du combustible consommé	[W]
$Q_{i\text{-}j}$	: Chaleur échangée entre les points i et j du cycle	[J]
R	: Constante des gaz parfaits $R \approx 8{,}314$	[J·K^{-1}·mol^{-1}]
$T_{air,iZ}$	: Température de l'air dans la zone iZ	[°C]
T_{amb}	: Température ambiante	[K]
T_c	: Température de la source chaude	[K]
T_C	: Température de l'espace de compression	[K]
td	: Temps de déclenchement	[s]
T_E	: Température de l'espace d'expansion	[K]
$T_{eau,e}$, $T_{air,e}$	: Températures d'entrée de l'émetteur	[°C]
$T_{eau,s}$, $T_{air,s}$	: Températures de sortie de l'émetteur	[°C]
T_{ec}^{cons}	: Température de consigne pour l'eau chaude	[°C]
T_{ef}	: Température d'eau froide (eau de ville)	[°C]
T_f	: Température de la source froide	[K]
$T_{fumées}$	: Température des gaz d'échappement	[K]
T_i	: Température d'eau de la strate *i*	[°C]
T_{j_i}	: Température de l'eau injectée dans la strate *i*	[°C]
U	: Tension électrique aux bornes de la génératrice	[V]
UA_i	: Coefficient d'échange thermique conductif à travers la paroi de la strate i	[W.K^{-1}]
U_{cana}	: conductance spécifique équivalente de la canalisation	[W.m^{-2}.K^{-1}]
V_0	: Volume de déplacement du piston de travail	[m^3]
V_m	: Volume minimal du gaz de travail	[m^3]
V_M	: Volume maximal du gaz de travail	[m^3]
W	: Travail fourni durant un cycle	[J]
$W_{i\text{-}j}$	: Travail échangé entre les points i et j du cycle	[J]
W_N	: Nombre de West	[-]
W_{utile}	: Travail mécanique utile fourni par le moteur	[J]

Lettres grecques

β_{j_i} , γ_i , ξ_i	: Indicateurs valant 1 si le débit associé est positif et 0 sinon	[-]
δ_i^j	: Symbole de Kronecker (vaut 1 si *i*=*j*, 0 autrement)	[-]
Δt_{fonc}	: Durée de la phase de fonctionnement	[s]
ε	: Marge d'erreur	[K]
ε_{ech}	: Efficacité d'échangeur	[-]
ε_s	: Paramètre de calcul	[-]
λ_{eau}	: Conductivité thermique de l'eau	[W.m^{-1}.K^{-1}]

η_{ech}	: Efficacité du transfert thermique	[-]
$\eta_{élec}$	: Rendement électrique brut instantané	[-]
η_{m}	: Rendement mécanique	[-]
η_{s}	: Rendement du cycle de Stirling	[-]
η_{th}	: Rendement thermique instantané	[-]
η_{valor}	: Taux de valorisation de l'énergie	[-]

Bibliographie

[Abdelghani-Idrissi et al. 2004]
ABDELGHANI-IDRISSI, M. A., BIROT, J.-J., SEGUIN, D., MILLER, A., IP, K. (2004). *Outils d'analyse environnementale des bâtiments.* Rapport du projet européen Durabuild. Centre for the Sustainability of the Built Environment (Brighton) et Centre de Développement Durable (Rouen). 24 p. Disponible en ligne. URL : http://www.durabuild.org/html/French/publications/outils_analyse_envir_2006Fran.pdf

[AIE 2004]
Agence Internationale de l'Énergie. (2004). Directory of tools : A Survey of LCA Tools,Assessment Frameworks, Rating Systems,Technical Guidelines, Catalogues, Checklists and Certificates. Rapport de l'annexe 31 du programme Energy Conservation in Buildings and Community Systems (ECBCS). 118 p. Disponible en ligne. URL : http://www.iisbe.org/annex31/pdf/M_directory_tools.pdf

[AIE 2006]
Agence Internationale de l'Énergie. (2006). *World Energy Outlook 2004*. Rapport. 577 p. Disponible en ligne. URL : http://www.worldenergyoutlook.org/

[AIVC 1988]
Air Infiltration and Ventilation Centre (1988). *Inhabitant Behaviour with Respect to Ventilation - a Summary Report of IEA Annex VIII*, Technical Note AIVC 23. AIVC, Bracknell. 78 p.

[Al Ajmi et al. 2005]
AL AJMI, F., LOVEDAY, D.L., HANBY, V.I. (2005). The cooling potential of earth-air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate, *Building and Environment*. Vol. 41 (3). pp. 235–244.

[Alanne et Saari 2004]
ALANNE, K., SAARI, A. (2004). Sustainable small-scale CHP technologies for buildings, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol 8 (5). pp. 401–431.

[Albers 1991]
ALBERS, K. J. (1991). *Untersuchungen zur Auslegung von Erdwärmeaustauschern für die Konditionierung der Zuluft für Wohngebaüde*. Thèse de doctorat. Université de Dortmund. Dortmund. cité par [Benkert *et al.* 1997].

[ALDES 2007]
Logiciel PoWair V1.2. ALDES. Disponible en ligne.
URL : http://www.aldes.fr/images/sitesPAYS/paysLogicielsPro/logiciel.htm

[Artmann et al. 2007]
ARTMANN, N., MANZ, H., HEISELBERG, P. (2007). Climatic potential for passive cooling of buildings by night-time ventilation in Europe, *Applied energy*. Vol 84 (2). pp. 187–201.

[AssoHQE 2008]
Association HQE (2008). Site internet. URL : http://www.assohqe.org/

[Bacot et al., 1984]
BACOT, P., NEVEU, A., SICARD, J. (1984). Analyse modale des phénomènes thermiques en régime variable dans le bâtiment, *Revue Générale de Thermique*. n° 267. Paris.

[Badescu 2007]
BADESCU, V. (2007). Simple and accurate model for the ground heat exchanger of a passive house, *Renewable energy*. Vol 32 (5). pp. 845–855.

[Badescu et Sicre 2003]
BADESCU, V., SICRE, B. (2003). Renewable energy for passive house heating: II. Model, *Energy and Buildings*. Vol. 35 (11). pp. 1085–1096.

[Bazilian et al. 2001]
BAZILIAN, M. D., LEENDERS, F., VAN DER REE, B. G. C., PRASAD, D. (2001). Photovoltaic cogeneration in the built environment, *Solar energy*. Vol 71 (1). pp. 57–69.

[BedZed 2008]
BedZed. (2008). Disponbile en ligne. URL http://www.peabody.org.uk/bedzed/

[Benkert et al. 1997]
BENKERT, S., HEIDT, F. D., SCHÖLER, D. (1997). Calculation tool for earth heat exchangers GAEA, *Proceedings of IBPSA Conference*. Prague.

[Benkert et Heidt 2000]
BENKERT, S., HEIDT, F. D. (2000). *Abschlussbericht zum Projekt : Validierung des Programms "Graphische Auslegung von ErdwärmeAustauschern GAEA" mit Hilfe von Messdaten im Rahmen des Verbundprojekts "Luft-/Erdwärme tauscher" der AG Solar NRW*. FG Bauphysik & Solarenergie, Universität Siegen, 89 p. Disponbile en ligne.
URL : http://nesa1.uni-siegen.de/softlab/download/abschlussbericht.PDF

[BEQUEST 2000]
Building environmental quality evaluation for sustainability through time (BEQUEST) (2000). Projet Européen. Site internet. URL : http://research.scpm.salford.ac.uk/bqpart/

[Bernier 2006]
BERNIER, M. (2006). Simulation de maisons « zéro-net ». *Journée thématique SFT-IBPSA*. Chambéry. Communication orale.

[Bojić 2000]
BOJIĆ, M. (2000). Optimization of heating end cooling of a building by employing refuse and renewable energy, *Renewable energy*. Vol. 20 (4). pp. 453–465.

[Bojić et al. 1997]
BOJIĆ, M., TRIFUNOVIĆ, N., PAPADAKIS, G., KYRITSIS, S. (1997). Numerical simulation, technical and economic evaluation of air-to-earth heat exchanger coupled to a building, *Energy*. Vol. 22 (12). pp. 1151–1158.

[Bonnet 2005]
BONNET, S. (2005). *Moteurs thermiques à apport de chaleur externe : étude d'un moteur STIRLING*. Thèse de doctorat. Université de Pau et des Pays de l'Adour. 178 p.

[Bonnin 1983]
BONNIN, J. (1983) Écoulement des fluides dans les tuyauteries. In : *Techniques de l'ingénieur*, traité de génie mécanique. Vol. A738. Paris.

[BREEAM 2008]
BRE Environmental Assessment Method (2008). Site internet. URL : http://www.breeam.org/

[BuildingLCA 2001]
Department of Environment and Heritage. (2001). Projet Greening the building life cycle : Life cycle assessment tools in building and construction (Building LCA). Australian Government. Disponible en ligne. URL : http://buildlca.rmit.edu.au/

[Burch et Christensen 2007a]
BURCH, J., CHRISTENSEN, C. (2007). Towards development of an algorithm for mains water temperature. *Proceedings of the American Solar Energy Society National 2007 Solar Conference*. Cleveland.

[Burch et Christensen 2007b]
BURCH, J., CHRISTENSEN, C. (2007). *Towards development of an algorithm for mains water inlet temperature*. Présentation réalisée lors de la American Solar Energy Society National 2007 Solar Conference. Cleveland.

[CASBEE 2008]
CASBEE (2008). Site internet. URL : http://www.ibec.or.jp/CASBEE/english/overviewE.htm

[CEN 2006]
Comité Européen de Normalisation. (2006). Installations solaires thermiques et leurs composants - Installations préfabriquées en usine - Partie 2: Méthodes d'essai. *Norme EN 12976-2*. Bruxelles. 56 p.

[Chen et Griffin 1983]
CHEN, N.C.J., GRIFFIN, F.P. (1983). *A review of Stirling engine mathematical models*. Rapport ORNL/CON-135. Oak Rigde National Laboratory. Boulder. 42 p.

[Chester 1999]
CHESTER, T. (1999). Tap water temperature Vs. time.
Page web. URL : http://home.znet.com/schester/fallbrook/weather/water_temp.html

[Cooper 1994]
COOPER, K. (1994). *Domestic hot water simulation algorithms*. Rapport de SAR Engineering LTD pour Ressources naturelles Canada.

[De Meester et al. 2009]
DE MEESTER, B., DEWULF, J., VERBEKE, S., JANSSENS, A., VAN LANGENHOVE, H. (2009). Exergetic life-cycle assessment (ELCA) for resource consumption evaluation in the built environment, *Building and environment*. Vol. 44 (1), pp. 11–17.

[De Paepe et Janssens 2003]
DE PAEPE, M., JANSSENS, A. (2003). Thermo-hydraulic design of earth-air heat exchangers, *Energy and Buildings*. Vol. 35 (4). pp. 389–397.

[Dentice d'Accadia et al. 2003]
DENTICE D'ACCADIA, M., SASSO, M., SIBILIO, S., VANOLI, L. (2003). Micro-combined heat and power in residential and light commercial applications, *Applied thermal engineering*. Vol 23 (10). pp. 1247–1259.

[Descombes et Magnet 1998]
DESCOMBES, G., MAGNET, J.-L. (1998). Moteurs non conventionnels, Chap. 4. *Techniques de l'ingénieur*. BM 2 593. Paris.

[Dibowski 2003]
DIBOWSKI, H. G. (2003). *Auf Basis umfangreicher Messdatensätze experimentell und numerisch validierte Regeln zur optimierten Auslegung von Luft-Erdwärmetauschern*. Thèse de doctorat. Universität Kassel. Kassel. 225 p.

[Dibowski 2005a]
DIBOWSKI, H. G. (2005). *Luft-Erdwärmetauscher L-EWT Planungsleitfaden Teil 2: Testanlagen im Verbundprojekt*. Rapport AG Solar. Köln. 102 p.

[Dibowski 2005b]
DIBOWSKI, H. G. (2005). *Luft-Erdwärmetauscher L-EWT Planungsleitfaden Teil 2: Technishe Planung*. Rapport AG Solar. Köln. 62 p.

[DIN EN 13829]
DIN EN 13829 (2001). *Wärmetechnisches Verhalten von Gebäuden - Bestimmung der Luftdurchlässigkeit von Gebäuden - Differenzdruckverfahren*. Norme allemande.

[Disch 2008]
DISCH, R. (2008). *Das Plusenergiehaus*. Site internet. URL : http://www.plusenergiehaus.de

[Dorer et al. 2005]
DORER, V., WEBER, R., WEBER, A. (2005). Performance assessment of fuel cell micro-cogeneration systems for residential buildings, *Energy and buildings*. Vol 37 (11). pp. 1132–1146.

[Drück 2006]
DRÜCK, H. (2006). *MULTIPORT Store–Model for TRNSYS. Type 340, Version 1.99F*. Universität Stuttgart. Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik. 27 p. Disponible en ligne. URL : http://www.trnsys.de/download/en/ts_type_340_en.pdf

[Duffie et Beckman 1991]
DUFFIE, J.A., BECKMAN, W. A. (1991). *Solar engineering of thermal processes (second edition)*. John Wiley & Sons. New York. 920 p.

[EDUCOGEN 2001]
Projet européen EDUCOGEN. (2001). *A Guide to Cogeneration*. 51 p. Disponible en ligne. URL : http://www.cogen.org/projects/educogen.htm

[EERE 2008]
EERE (2008). *Building energy software tools directory*. Office of Energy Efficiency and Renewable Energy. Department of Energy. Disponible en ligne.
URL : http://www.eere.energy.gov/buildings/tools_directory/

[El Mtiri 2007]
EL MTIRI, M. (2007). *Modélisation de cycle de vie de bâtiments équipés de composants solaires à eau*. Thèse de doctorat. Université Paris XII, Val-de-Marne. 320 p.

[EnEV 2004]
„*Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden*". Réglementation thermique allemande. Disponible en ligne.
URL : http://enev-normen.enev-online.de

[Entchev et al. 2004]
ENTCHEV, E., GUSDORF, J., SWINTON, M., BELL, M., SZADKOWSKI, F., KALFBLEISCH, W., MARCHAND, R. (2004). Micro-generation technology assessment for housing technology, *Energy and Buildings*. Vol 36 (9). pp. 925–931.

[Fauconnier 1992]
FAUCONNIER, R. (1992). L'action de l'humidité de l'air sur la santé dans les bâtiments tertiaires, *Revue Chauffage, Ventilation Conditionnement d'air*. Vol. 10. 1992 ; cité dans Energy +. Architecture et Climat. Cédérom. Disponible en ligne. URL : http://energie.wallonie.be/energieplus/entree.htm

[Feist 2007]
FEIST, W. (2007). *Certification as "Quality Approved Passive House": Criteria for Residential-Use Passive Houses*. Passivhaus Institute Darmstadt. Disponilble en ligne
URL : http://www.passiv.de/07_eng/phpp/Criteria_Residential-Use.pdf

[Feist et al. 2001]
FEIST, W., PEPER, S., GÖRG, M. (2001). *Cepheus: Final Technical Report.* 127 p.

[Feist et al. 2005]
FEIST, W., SCHNIEDERS, J. , DORER, V., HAAS, A. (2005). Re-inventing air heating: Convenient and comfortable within the frame of the Passive House concept, *Energy and Buildings*. Vol 37 (11). pp. 1186–1203.

[Frischknecht et al. 1996]
FRISCHKNECHT, R., BOLLENS, U., BOSSHARD, S., CIOT, M., CISERI, L., DOKA, G., HISCHIER, R., MARTIN, A., DONES, R., GANTNER, U. (1996). *Ökoinventare von Energiesystemen: Grundlagen für den ökologischen Vergleich von Energiesystemen und den Einbezug von Energiesystemen in Ökobilanzen für die Schweiz*. ETH Zürich / PSI Villigen. 3. Auflag. ENET, Berne. 1817 p.

[Fry 1998]
FRY, B. (1998). *Simulation of grid-tied building integrated photovoltaic systems*. Thèse de Master of Science. Université du Wisconsin, Madison. 173 p.

[Garde et al. 2006]
GARDE, F., BENTALEB, D., BASTIDE, A., OTTENWELTER, E., POTHIN, E. (2006). *Réalisation d'un bâtiment à énergie positive à l'île de la Réunion: De la phase programme à la conception*, Journée thématique SFT-IBPSA. Chambéry.

[Gauthier et al. 1997]
GAUTHIER, C., LACROIX, M., BERNIER, H. (1997). Numerical simulation of soil heat exchanger-storage systems for greenhouses, *Solar energy*. Vol. 60 (6). pp. 333–346.

[GBC 2005]
Green Building Challenge (2005). Site internet URL : http://iisbe.org/iisbe/gbc2k5/gbc2k5-start.htm

[Ghosal et Tiwari 2006]
GHOSAL, M. D., TIWARI, G. N. (2006). Modeling and parametric studies for thermal performance of an earth to air heat exchanger integrated with a greenhouse, *Energy conversion and management*. Vol. 47 (13-14). pp. 1779-1798.

[Gicquel 2001]
GICQUEL, R. (2001). *Systèmes énergétiques : Tome 2 : Applications*. Les presses de l'école de Mines. Paris. 330 p. 151–163.

[Givoni 1992]
GIVONI, B. (1992). Comfort, climate analysis and building design guidelines. *Energy and buildings*. Vol 18 (1). pp. 11–23.

[Gnielinski 1975]
GNIELINSKI, V. (1975). Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen, *Forschung im Ingenieurwesen.* Vol 41(1). pp. 8–15.

[Goetzberger et al. 1993]
GOETZBERGER, A., BOPP, G., GRIESSHABER, W., STAHL, W. (1993). The PV/hydrogen/oxygen-system of the self-sufficient solar house Freiburg. *Conference record of the twenty third IEEE photovoltaic specialists conference*. Louisville. pp. 1152–1158.

[Goetzberger et al. 1994]
GOETZBERGER, A., STAHL, W., BOPP, G., HEINZEL, A., VOSS, K. (1994). The self-sufficient solar house Freiburg, *Advances in Solar Energy*. Vol 9. pp. 1–70. cité par : [Voss et Kramp 2007]

[Guiavarch 2003]
GUIAVARCH, A. (2003). *Etude de l'amélioration de la qualité environnementale du bâtiment par intégration de composants solaires*. Thèse de doctorat. Université de Cergy-Pontoise. 312 p.

[Guiavarch et Peuportier 2001]
GUIAVARCH, A., PEUPORTIER, B. (2001). *Développement de modèles de composants solaires intégrés aux bâtiments (extrait du rapport : Analyse de cycle de vie des systèmes photovoltaïques et thermiques)*. Rapport d'avancement n° 2 de la convention ADEME-ARMINES n° 99.04.073. 42 p.

[Guiavarch et Peuportier 2006]
GUIAVARCH, A., PEUPORTIER, B. (2006). Photovoltaic collectors efficiency according to their integration in buildings, *Solar energy*. Vol 80 (1). pp. 65–77

[Haas et Dorer 2004]
HAAS, A., DORER, V. (2004). *Optimierte Luftheizung für MINERGIE-P und Passivhaüser*. Rapport final pour l'Office Fédéral de l'Energie, EMPA. Suisse. 140 p.

[Haddad et al. 2007]
HADDAD, K., PURDY, J., SIBBITT, B. (2007). *Simulation of Residential Solar-DHW Systems in HOT3000 Software*. Présentation réalisée lors de la 2007 Solar building Conference. Calgary.

[Hagentoft 1988]
HAGENTOFT, C.-E. (1988) *Heat loss to the ground form a building. Slab on the ground and cellar*. Thèse de doctorat. Lund Institute of Technology. Lund, Suède. 216 p.

[Harrison 2004]
HARRISON, J. (2004). *Micro Combined Heat & Power (CHP) for housing*. SET 2004 - 3rd International Conference on Sustainable Energy Technologies.Nottingham, UK.

[Heck 2007]
HECK, T. (2007). *Teil XIV Wärme-Kraft-Kopplung Data v2.0.* Ecoinvent report No. 6-XIV. Swiss Centre for Life Cycle Inventories. 148 p.

[Hensen 1995]
HENSEN, J. (1995). *Modelling coupled heat and air flow: ping-pong Vs onions*. 16th AIVC conference, Palm Springs, USA.

[Hollmuller 2002]
HOLLMULLER, P. (2002). *Utilisation des échangeurs air-sol pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments*. Thèse de doctorat. Faculté des sciences de l'Université de Genève. 125 p. Disponible en ligne. URL : http://www.unige.ch/cyberdocuments/theses2002/HollmullerP/these.html

[Hollmuller et Lachal 2001]
HOLLMULLER, P., LACHAL, B. (2001). Cooling and preheating with buried pipe systems: monitoring, simulation and economic aspects, *Energy and Buildings*. Vol. 33 (5). pp. 509–518

[Horn et al. 2007]
HORN, M., WERNICKE, I., ZIESING, H.-J. (2007). *Primärenergieverbrauch in Deutschland nur wenig gestiegen*. Wochenbericht des DIW Berlin. N°8/2007.16 p.

[Huber et al. 2006]
HUBER, A., WIDMER, P., THORUD, B. (2006). *Benutzerhandbuch zum Programm WKM, Version 3.8, Auslegung von Luft-Erdregister*. Huber Energietechnik AG. 43 p. (en allemand) Disponible en ligne. URL : http://www.hetag.ch/huber/download/WKM_38_DOKU.pdf

[Ibarra Castanedo 2000]
IBARRA CASTANEDO, C. (2000) *Caractérisation expérimentale des échanges sensibles et latents dans un échangeur de chaleur à contre-courant*. Mémoire de M. Sc. Université de Laval, Canada. 128 p.

[IISBE 2008]
International Initiative for a Sustainable Built Environment (2008) Site internet. URL : http://greenbuilding.ca/

[Iwamoto et al. 2001]
IWAMOTO, S., HIRATA, K., TODA, F. (2001). Performance of Stirling Engines (Arranging Method of Experimental Results and Performance Prediction Method), *JSME International Journal, Series B.* Vol 44 (1). pp. 140–147.

[Jacovides et al. 1996]
JACOVIDES, C.P., MIHALAKAKOU, G., SANTAMOURIS, M., LEWIS, J.O. (1996). On the ground temperature profile for passive cooling applications in buildings, *Solar energy.* Vol. 57 (3). pp. 167–175

[JORF 2006]
Journal Officiel. (2006). *Arrêté du 24 mai 2006 relatif aux caractéristiques thermiques des bâtiments nouveaux et des parties nouvelles des bâtiments*, Journal Officiel de la République Française n° 121 du 25 mai 2006.

[JORF 2007]
Journal Officiel. (2007). *Arrêté du 8 mai 2007 relatif au contenu et aux conditions d'attribution du label « haute performance énergétique »*, Journal Officiel de la République Française n° 112 du 15 mai 2007.

[Judkoff et Neymark 1995]
JUDKOFF, R., NEYMARK, J. (1995). *International Energy Agency Building Energy Simulation Test (BESTEST) and Diagnostic Method*. USA, National Renewable Energy Laboratory. NREL/TP-472-6231. 296 p.

[Juodis 2006]
JUODIS, E. (2006). Extracted ventilation air heat recovery efficiency as a function of a building's thermal properties, *Energy and Buildings*. Vol. 38 (6). p. 568-573.

[Kemajou 2006]
KEMAJOU, A. (2006). Communication privée de l'auteur concernant une étude théorique et expérimentale d'un « puits camerounais » en climat tropical humide. ENSET de Douala.

[Klimahaus 2008]
Klimahaus/Casaclima. Site Internet : http://www.klimahausagentur.it/

[Krauss et al. 2006]
KRAUSS, G., LIPS, B., VIRGONE, J., BLANCO, E. (2006). *Modélisation sous TRNSYS d'une maison à énergie positive*, Conférence IBPSA France. Saint-Pierre, La Réunion.

[Krüger et Givoni 2004]
KRÜGER, E., GIVONI, B. (2004). Predicting thermal performance in occupied dwellings, *Energy and Buildings*. Vol. 36 (3). pp. 301–307.

[Kunetz et Lefebvre 2001]
KUNETZ, J., LEFEBVRE, L. (2001). *Les puits provençaux. Etude et méthode de dimensionnement*. Rapport de projet tutoré de 5ème année. INSA de Toulouse. Janvier 2004. 54 p.

[Lemrani 1995]
LEMRANI, H. (1995). *Modélisation énergétique des moteurs Stirling*. Thèse de doctorat. Ecole des Mines de Paris. Nantes. 218 p.

[LenSe 2008]
Projet LenSe. (2008). Methodology development towards a Label for Environmental, Social and Economic Buildings. Site Internet. URL : http://www.lensebuildings.com

[Lensu et Alakangas 2004]
LENSU, T., ALAKANGAS, E. (2004). *Small-scale electricity generation from renewable energy sources: A glance at selected technologies, their market potential and future prospects*. Rapport 13 du programme RES-e (Electricity generation from renewable energy sources) du réseau technologique européen OPET (Organisations for the Promotion of Energy Technologies). 144 p. Disponible en ligne URL : www.esv.or.at/esv/fileadmin/opet_res_e/VTT-OPET-Report13_RESe_final.pdf

[Malz 2000]
MALZ, R. (2000). *Fellbach Solar*. Site internet. URL : http://www.fellbach-solar.de

[Marchio et Reboux 2003]
MARCHIO, D., REBOUX, P. (2003). *Introduction aux transferts thermiques*, Les Presses de l'École des Mines, Paris. 214 p.

[Martinet et Meyer 1999]
MARTINET, C., MEYER, J.-P. (1999). *Travail à la chaleur et confort thermique*. Note scientifique et technique 184. Institut Nationale de Recherche et de Sécurité pour la prévention des accidents du travail et des maladies professionnelles (INRS). 61 p.

[Maugard et al. 2005]
MAUGARD, A., MILLET, J.-R., QUENARD, D. (2005). *Vers des bâtiments à énergie positive.* Présentation du CSTB. Disponbile en ligne.
URL : http://www.cstb.fr/batimat2005/presentations/vers_des_bepos.pdf

[Mc Intyre 1980]
Mc INTYRE, M.A. (1980). *Indoor Climate*. Architectural science series, Applied sciences Publishers, London. 443 p.

[Mermoud 2001]
MERMOUD, A. (2001). *Cours de physique du sol*. Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL). Copie des transparents, chap. 6. Disponible en ligne.
URL : http://hydram.epfl.ch/docs/Trans_PS_Ch6.pdf

[MICROMAP 2002]
MICROMAP. (2002). *Mini and micro CHP: market assessment and development plan*. Summary report. EC SAVE II Contrat 4.1031/Z/00-023-2000. 15 p. Disponible en ligne.
URL : http://www.cogen.org/Downloadables/Projects/Micromap_Publishable_Report_Summary.pdf

[Mihalakakou et al. 1994]
MIHALAKAKOU, G., SANTAMOURIS, M., ASIMAKOPOULOS, D. (1995). Modelling the thermal performance of earth-to-air heat exchangers, *Solar energy*. Vol 53 (3). pp. 301–305.

[Mihalakakou et al. 1995]
MIHALAKAKOU, G., SANTAMOURIS, M., ASIMAKOPOULOS, D.N., ARGIRIOU, A. (1995) On the ground temperature below buildings, *Solar energy*. Vol. 55 (5). pp. 355–362.

[Mihalakakou et al. 1997]
MIHALAKAKOU, G., SANTAMOURIS, M., LEWIS, J. O., ASIMAKOPOULOS, D. N. (1997) On the application of the energy balance equation to predict ground temperature profiles, *Solar Energy*. Vol 60, Nos. 3/4, pp. 181–190.

[Minergie 2008]
Minergie (2008). Site Internet. URL : http://www.minergie.ch

[Moore 1986]
MOORE, G. (1986). *HOT-2000 energy analysis program: Soil temperature estimation model*. Rapport interne. R-2000 Energy Home programm. Energy, mines and ressources, Canada.

[Mostrel et Givoni 1982]
MOSTREL, M., GIVONI, B. (1982) Windscreens in radiant cooling, *Passive solar Journal*. Vol. 1 (4). pp. 229–238. *cité par :* [Mihalakakou *et al. 1*997]

[Nicol 2003]
NICOL F. (2003). *MULCOM.* Site Internet.
URL : http://www.learn.londonmet.ac.uk/packages/mulcom/index.html.

[Nicol et Mc Cartney 2000]
NICOL, J.F. MCCARTNEY, K. (2000). *Smart Controls and Thermal Comfort Project.* Oxford Brookes University, UK.

[NZEH 2008]
Net-Zero Energy Home Coalition. (2008). Disponbile en ligne.
URL : http://www.netzeroenergyhome.ca/

[OE 2003]
Observatoire de l'Énergie (2003). *Le contenu des postes du bilan annuel de l'énergie*. Direction Générale de l'Énergie et des Matières Premières. Disponible en ligne.
URL : http://www.industrie.gouv.fr/energie/statisti/methodbilan.htm

[OFEN 2003]
Office Fédéral de l'Energie (2003). *Catalogue des ponts thermiques*. Berne. 128 p.

[Onovwiona et Ugursal 2004]
ONOVWIONA, H. I., UGURSAL, V. I. (2006) Residential cogeneration systems: review of the current technology? *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol 10 (5). pp. 389–431.

[Passivhaus 2008]
Passivhaus Institut (2008). Site Internet ; URL : http://www.passiv.de

[PC 2004]
Plan Climat 2004. Mission Interministérielle de l'Effet de Serre. Paris. 88 p.

[Peacock et Newborough 2005]
PEACOCK, A.D., NEWBOROUGH, M. (2005). Impact of micro-CHP systems on domestic sector CO_2 emissions, *Applied Thermal Engineering*. Vol 25 (17-18). pp. 2653–2676.

[Penman 1963]
PENMAN, H. L. (1963) *Vegetation and hydrology*. Commonwealth Agricultural Bureaux. Farnham Royal. *cité par* [Mihalakakou *et al.* 1997] et [Dibowski 2003]

[Peuportier 2004]
PEUPORTIER, B. (2004). *Deliverable D5 : final technical report including monitoring results and analysis, REGEN-LINK, site 4 La Noue*. OPHLM de Montreuil et ARMINES. 76 p.

[Peuportier 2005]
PEUPORTIER, B. (2005). Banc d'essais de logiciels de simulation thermique, *Journée thématique SFT-IBPSA*. La Rochelle.

[Peuportier et al. 2004]
PEUPORTIER, B., KELLENBERGER, D., ANINK, D., MÖTZL, H., ANDERSON, J., VARES, S., CHEVALIER, J., KÖNIG, H. (2004). Inter-comparison and benchmarking of LCA-based environmental assessment and design tools, *Sustainable Building 2004 Conference*. Varsovie.

[Peuportier et Blanc-Sommereux 1990]
PEUPORTIER, B., BLANC-SOMMEREUX, I., (1990). Simulation tool with its expert interface for the thermal design of multizone buildings, *International Journal of Solar Energy.* Vol 8, pp. 109–120.

[Peuportier et Blanc-Sommereux 1994]
PEUPORTIER, B., BLANC-SOMMEREUX, I. (1994) *COMFIE, passive solar design tool for multizone buildings : Manuel des utilisateurs*. Version 3.3. Centre d'énergétique. Ecole des Mines de Paris. 92 p.

[Poglio 2002]
POGLIO, T. (2002). *Synthèse de paysages dans l'infrarouge thermique pour la simulation d'images de télédétection.* Thèse de doctorat. Ecole des Mines de Paris. 126 p.

[Polster 1995]
POLSTER, B. (1995). *Contribution à l'étude d'impact environnemental des bâtiments par analyse de cycle de vie*. Thèse de doctorat. Ecole des Mines de Paris. 270 p.

[Polster et al. 1996]
POLSTER, B., PEUPORTIER, B., BLANC-SOMMEREUX, I., DIAZ PEDREGAL, P., GOBIN, C., DURAND, E. (1996). Evaluation of the environmental quality of buildings towards a more environmentally conscious design, *Solar energy*. Vol 57(3). pp. 219–230.

[Popovici 2006]
POPOVICI, E. C. (2006). *Contribution à l'analyse du cycle de vie des quartiers*. Thèse de doctorat. Ecole des Mines de Paris. 253 p.

[Possidente et al. 2006]
POSSIDENTE, R., ROSELLI, C., SASSO, M., SIBILIO, S. (2006). Experimental analysis of micro-cogeneration units based on reciprocating internal combustion engine, *Energy and Buildings*. Vol 38 (12). pp. 1417–1422

[PREBAT 2007]
PREBAT (2007). *Comparaison internationale Bâtiment et énergie* :Rapport final. Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'énergie/Plan Urbanisme Construction Architecture/Centre Scientifique et Technique du Bâtiment.

[Qvale et Smith 1968]
QVALE, E. B., SMITH, J. L. (1968). A mathematical model for steady operation of Stirling-type engines, *Journal of engineeging for power*. Janvier 1968. pp. 45–50.

[R2000 2005]
Norme R-2000. Ressources naturelles Canada. Avril 2005. Disponible en ligne. URL : http://oee.nrcan.gc.ca/residentiel/personnel/maisons-neuves/r-2000/standard/derniere-version/r-2000-norme-avril-2005.pdf

[Raballand 2005]
RABALLAND, T. (2005). *Bibliographie sur les machines thermiques à cycle de Stirling*. Rapport de travail d'étude et de recherche. Faculté des sciences de Bordeaux. Disponible en ligne.
URL : http://www.moteurstirling.com/bibliographie_stirling.pdf

[RETScreen 2004]
RETScreen International (2004). *Solar water heating project analysis chapter*. 58 p. ISBN: 0-622-35674-8. Disponible en ligne. URL : www.retscreen.net/download.php/ang/120/0/Textbook_SWH.pdf

[Ricaud 2007]
RICAUD, A. (2007). *La maison ZEN de Mr Ricaud.* Dossier de présentation. Cythelia SARL. Chambéry.

[Rix 1988]
RIX, D.H. (1988). A thermodynamic design simulation for Stirling cycle machines using a Lagrangian formulation, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. Vol 202 (2). pp. 85–93.

[Roulet et al. 2001]
ROULET, C.-A., HEIDT, F.D., FORADINI, F., PIBIRI, M.-C. (2001). Real heat recovery with air handling units, *Energy and Buildings*. Vol. 33 (5). pp. 495–502.

[RT2000 2000]
Dossier réglementation thermique 2000, *CSTB Magazine*. n° 132. pp. 3–29.

[Sacadura et al. 1980]
SACADURA, J.F. *et al.* (1980). *Initiation aux transferts thermiques*. Technique & Documentation. Paris. 444 p.

[Salomon et al. 2005]
SALOMON, T., MIKOLASEK, R., PEUPORTIER, B. (2005). Outil de simulation thermique du bâtiment, COMFIE, *Journée thématique SFT-IBPSA*. La Rochelle.

[Salomon et al. 2006]
SALOMON, T., MIKOLASEK, R., PEUPORTIER, B., THIERS, S., JAUTARD, Y., TROMBE, A. (2006). *Dimensionnement du "puits climatique" : Analyse, modélisation, validation d'un modèle de simulation dynamique pour les puits "canadiens" ou "provençaux"*. Rapport final. PREBAT ADEME 04 04C 000 1, région Languedoc-Roussillon. 60 p.

[Schmidt 1871]
SCHMIDT, G. (1871). Theorie der Lehrmanschen Calorischen Maschine, *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*. Vol 15 (1). pp. 1–12. *cité dans* [Walker 1980]

[Schmidt 2006]
SCHMIDT, M. (2006). Der Einsatz von Sankey-Diagrammen im Stoffstrommanagement. Beiträge der Hochschule Pforzheim. n° 124. 52 p.

[Sciubba et Wall 2007]
SCIUBBA, E., WALL, G. (2007). A brief commented history of Exergy from the beginnings to 2004, *Int. J. of Thermodynamics*. Vol. 10 (1), pp. 1–26.

[Serres et al. 1997]
SERRES, L., TROMBE, A., CONILH, J. H. (1997). Study of coupled energy saving systems sensitivity factor analysis, *Building and Environment*. Vol. 32 (2). pp. 137–148.

[Shah et al. 2008]
SHAH. V.P., COL DEBELLA, D., RIES, R.J. (2008). Life cycle assessment of residential heating and cooling systems in four regions in the United States, *Energy and buildings*. Vol 40 (4). pp. 503–513.

[Sharma et al. 2008]
SHARMA, A., TYAGI, V.V., CHEN, C.R., BUDDHI, D. (2008). Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. *Renewable and sustainable energy reviews*. Article à paraître.

[Sidler 1997]
Cabinet Olivier Sidler (1997). *Synthèse des campagnes de mesures sur les usages électriques spécifiques du secteur résidentiel*. Projet européen SAVE, Agréments No 4.1031/93.58 et 4.1031/5/94-093. Commission des communautés européennes – ADEME.

[Siino et Buscarlet 1995]
SIINO, S., BUSCARLET, C. (1995). *Performances thermiques des chauffe-eau solaires : Méthode mensuelle d'essai du CSTB "SOLO"*. Cahiers du CSTB n° 2847. Centre Scientifique et Technique du Bâtiment.

[SOLO 2007]
SOLO (2007). *SOLO STIRLING 161 microCHP-Module: Electricity and Heat decentralized*. Documentation technique. Version 1.13, mars 2007. 24 p.

[Stouffs 2004]
STOUFFS, P. (2004). Les moteurs à air chaud. *Actes du colloque M2E « Métiers de l'Energie et Environnement »*. Marseille.

[Tzaferis et al. 1992]
TZAFERIS, A., LIPARAKIS, D., SANTAMOURIS, M., ARGIRIOU, A. (1992). Analysis of the accuracy and sensitivity of eight models to predict the performance of earth-to-air heat exchangers, *Energy and buildings*. Vol 8 (1). pp. 35–43.

[USGBC 2008]
U.S. Green Building Council (2008). Site Internet. URL : http://www.usgbc.org/

[VDI4600 1997]
Verein Deutscher Ingenieure (1997). Kumulierter Energieaufwand - Begriffe, Definitionen, Berechnungsmethoden. Directive VDI 4600. 19 p.

[Voss et al. 1996]
VOSS, K., GOETZBERGER, G., BOPP, A., HÄBERLE, A., LEHMBERG, H. (1996). The self-sufficient solar house in Freiburg - Results of 3 years of operation, *Solar Energy*. Vol 58 (1–3). pp. 17–23.

[Voss et Kramp 2007]
VOSS, K., KRAMP, M. (2007). "Zero-energy/emission-buildings" - terms, definitions and building practices, *Actes de la conférence Central Europe towards Sustainable Building (CESB 07)*. Prague. pp. 547–552.

[Walker 1980]
WALKER, G. (1980). *Stirling engines*. Clarendon press. Oxford. 532 p.

[Wall 1977]
WALL, G. (1977). *Exergy – a useful concept within resource accounting*. Rapport n° 77-42, Institut de physique théorique. École polytechnique Chalmers et Université de Göteborg. 37 p. Disponible en ligne. URL : http://exergy.se/goran/thesis/paper1/paper1.html

[Weiss et al. 2003]
WEISS, W., Ed., (2003). *Solar Heating Systems for Houses: A Design Handbook for Solar Combisystems*. International Energy Agency, IEA, Solar Heating & Cooling Programme. James & James, Ltd, London. ISBN 1-902916-46-8. 314 p.

[West 1986]
WEST, C. D. (1986). *Principles and applications of Stirling engines*. Van Nostrand Reinhold Company. pp. 113–120. *cité dans* [Iwamoto *et al.* 2001]

[Williams et Gold 1977]
WILLIAMS, G. P., GOLD, L. W. (1977). CBD-180-F Les températures de sol. *Digeste de la construction au Canada*. Institut de recherche en Construction. Centre national de recherche Canada. Disponible en ligne. URL : http://irc.nrc-cnrc.gc.ca/pubs/cbd/cbd180_f.html

[Wittwer et Voss 2001]
WITTWER, V., VOSS, K. (2001). *Solar Passiv-haus „Wohnen und Arbeiten“*. Rapport n° TOS-1-0103-VK-02. Fraunhofer ISE. Freiburg-im-Bresgau. 46 p.

[Wong et al. 2005]
WONG, J.K.W., LI, H., WANG, S.W. (2005). Intelligent building research: a review, *Automation in construction*. Vol 14 (1). pp. 143–159.

[WSchV'95 1994]
Wärmeschutzverordnung 1995. *Bundesgesetzblatt* vom 16. August 1994. Jahrgang 1994, Teil I Nr. 55, Ausgabe 24. pp. 2121–2124 (BGBl. I 1994 S. 2121).

[Yamamoto et al. 2001]
YAMAMOTO, T., FURUHATA, T., ARAI, N., MORI, K. (2001). Design and testing of the Organic Rankine Cycle, *Energy*. Vol 26 (3). pp. 239–251.

[ZEH 2006]
Energy Efficiency and Renewable energy (2006). *Moving towards zero energy homes*. U.S. Department of Energy. Brochure. 2 p. Disponbile en ligne.
URL : www.eere.energy.gov/buildings/info/documents/pdfs/35317.pdf

[Zhang et al. 2006]
ZHANG, Z., WU, X., YANG, X., ZHU, Y. (2006). BEPAS - a life cycle building environmental performance assessment model, *Building and environment*. Vol 41 (5). pp. 669–675.

[Zweifel 2004]
ZWEIFEL, G. (2004). *A simplified model of a Ground to Air Heat Exchanger*. Hochschule für Technik+Architektur Luzern (HTA Luzern). Horw. 6 p.

Annexes

Annexe 1 Présentation détaillée de quelques concepts de bâtiment

Cette annexe vise à présenter les principaux concepts de bâtiments cités au § I.2.1. Le lecteur intéressé trouvera plus de détails dans le rapport [PREBAT 2007].

A1.1 Des approches globales

A1.1.1 CASBEE (Japon)

Comprehensive Assessment System for Building Environmental Efficiency (CASBEE) est une méthode d'évaluation de la qualité environnementale des bâtiments qui a été développée au Japon dans la lignée de BREEAM, GB tool et LEED, autour de quatre grandes principes [CASBEE 2008] :

1. Le système doit être structuré afin d'atteindre de hauts niveaux de performance, de ce fait augmentant les incitations vis-à-vis des concepteurs et autres ;
2. La méthode d'évaluation doit être la plus simple possible ;
3. La méthode doit être applicable à une large variété de bâtiments ;
4. La méthode doit prendre en considération les conséquences et problèmes spécifiques au Japon et à l'Asie.

Quatre outils ont été développés dans son cadre, un outil pour chacune des quatre phases de la vie d'un bâtiment : la pré-étude, la construction, la vie, la rénovation.

La méthode CASBEE intègre le concept *d'éco-performance* (performance environnementale) sous la forme d'une facteur appelé BEE (*Building Environmental Efficiency*, ou Performance environnementale du bâtiment). Le BEE représente le quotient des deux facteurs de diagnostics à l'intérieur et à l'extérieur du bâtiment (Figure 138). À l'intérieur, il s'agit du facteur de qualité Q, qui représente la performance et la qualité environnementale à l'intérieur du bâtiment (on pourrait parler de service fourni par le bâtiment). À l'extérieur, il s'agit du facteur de charge environnementale L, qui représente à la fois la consommation des ressources et les rejets divers.

$$\text{Efficacité environnementale du bâtiment (BEE)} = \frac{\text{Q (Qualité et performance environnementale du bâtiment)}}{\text{L (Charges environnementales du bâtiment)}}$$

Figure 138 Le calcul du facteur BEE dans la méthode CASBEE

Les facteurs Q et L sont des valeurs composites établies à partir de 80 données environ. Les valeurs utilisées pour réaliser les calculs sont des notes sur 5 pondérées en fonction de grilles d'évaluation. Cette méthode est donc empirique et s'appuie sur une référence fixée de manière conventionnelle et susceptible d'évoluer au cours du temps.

Les valeurs des facteurs Q, L et BEE permettent finalement de caractériser la qualité environnementale du bâtiment qui est matérialisée par une catégorisation en 5 classes (Figure 139) (de la moins performante à la plus performante) : C, B-, B+, A et S.

Le facteur BEE ne prend pas en compte certains indicateurs qui doivent être ajoutés, tels que la consommation en énergie primaire du bâtiment, ses émissions de CO_2, sa consommation d'eau, sa production de déchets.

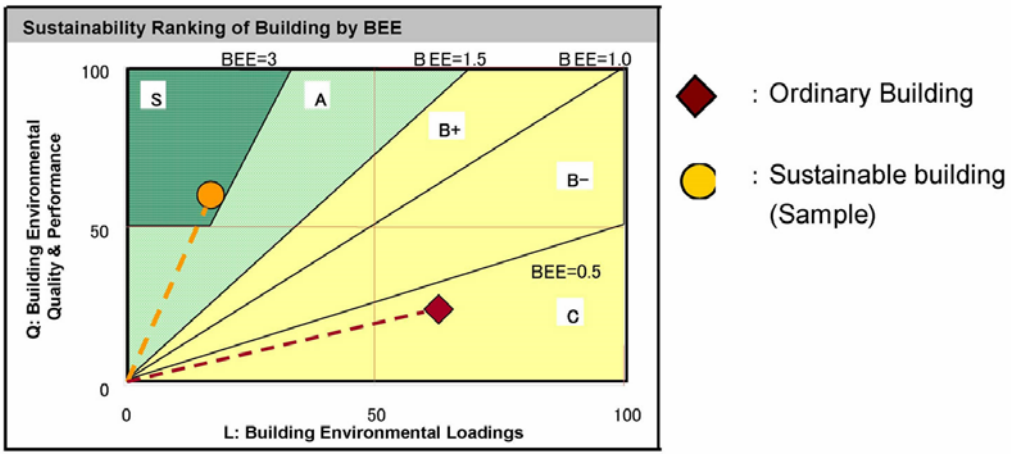


Figure 139 La grille finale de la méthode CASBEE

A1.1.2 LEED (Etats-Unis)

Aux Etats-Unis d'Amérique, le programme Green Building et le standard LEED (Leadership in Energy and Environmental Design) ont été lancés afin de développer les bâtiments « verts » (*green buildings*). L'outil LEED destiné aux bâtiments d'habitation n'est pas encore complètement arrivé à maturité. Une version pilote est néanmoins en cours de validation. À partir de grilles d'évaluation et de notes attribuées pour un certain nombre de critères, cette méthode vise à attribuer une note globale au bâtiment. Les critères considérés concernent le site, l'eau, l'énergie et la ventilation, les matières et ressources, la qualité de l'air intérieur, le design et l'innovation. Selon cette note globale, le bâtiment se verra décerner un certain niveau de label (certification simple, argent, or, platine). Tout comme CASBEE, l'évaluation dépend d'une grille d'évaluation adaptée spécifiquement aux Etats-Unis d'Amérique [USGBC 2008]. Fin 2005, 356 bâtiments avaient été labellisés LEED [PREBAT 2007].

A1.1.3 BREEAM (Royaume-Uni)

BREEAM (BRE's Environmental Assessment Method) est la méthode d'évaluation environnementale développée et appliquée par l'association BRE (Building Research Establishment) au Royaume-Uni. Cette méthode se décline en différentes versions selon que le bâtiment à évaluer est neuf, en rénovation ou en exploitation. C'est la méthode « EcoHomes » qui s'applique aux bâtiments d'habitation. De manière analogue à la méthode LEED, une grille d'évaluation permet de noter différents critères tels que la gestion, le santé et le bien-être, l'énergie, le transport, l'eau, les matières et déchets, l'usage des sols et la pollution. La somme totale des notes permet d'attribuer ou non une certification au bâtiment [BREEAM 2008].

A1.1.4 R-2000 (Canada)

Au Canada, les bâtiments neufs sont soumis à la norme R-2000. « *Les exigences techniques de la Norme R-2000 comprennent des mesures qui visent à favoriser l'utilisation efficace de l'énergie, l'accroissement de la qualité de l'air ambiant et l'amélioration de la responsabilité environnementale liée à la construction d'une maison et à la façon dont on y vit.* » [R2000 2005]. Il s'agit donc d'une norme globale, dont les exigences en matière d'énergie ne constituent qu'un volet. En effet, cette norme comprend plusieurs volets dont :

- des exigences liées à l'enveloppe du bâtiment : un niveau d'isolation minimal, une isolation des murs du sous-sol, une étanchéité à l'air minimale $n_{L50} \leq 1{,}5/h$[105], un niveau de performance minimal des fenêtres.
- des exigences de sécurité vis-à-vis des systèmes de chaudières, des systèmes de ventilation
- des objectifs de rendement énergétique
- des obligations de moyen vis-à-vis du maintien de la qualité de l'air
- des exigences en matière de consommation en eau des appareils sanitaires

[105] L'étanchéité à l'air se mesure en volume par heure pour une dépression intérieure de 50 pascals (n_{L50}).

- des exigences environnementales

La performance énergétique du bâtiment est comparée à un « objectif énergétique annuel » servant de référence, qui intègre le chauffage des pièces et l'eau chaude sanitaire, calculés pour des conditions standard. L'évaluation des performances énergétiques du bâtiment est réalisée à l'aide du logiciel HOT3000.

A1.1.5 Haute Qualité Environnementale (HQE®) (France)

Il s'agit d'une démarche volontaire constituant essentiellement une méthode de conduite de projet. Elle vise « *à répondre [à] une aspiration croissante de chacun à plus de confort et de sécurité d'une part, et [à] la maîtrise de nos prélèvements de ressources naturelles et d'énergie d'autre part* » [AssoHQE 2006]. Cette démarche — associée à une marque — est gérée par l'association HQE qui regroupe des acteurs du secteurs du bâtiment (maîtres d'ouvrage, maître d'œuvre, industriels, experts, associations etc.). Depuis le début de l'année 2005, elle est aussi associée à une certification « NF Bâtiments tertiaires – Démarche HQE® ». Des certifications « NF MI – Démarche HQE® » et « NF Logement – Démarche HQE® » sont en cours de mise en place pour les maisons individuelles et les logements collectifs.

La démarche HQE® est « une approche structurée visant à coordonner l'action de tous les acteurs concernés » à travers un système de management de l'opération « pour atteindre les objectifs de qualité environnementale fixés par le maître d'ouvrage ». Ces objectifs de qualité environnementale sont répartis selon 14 cibles ayant trait à l'éco-construction, à l'éco-gestion, au confort et à la santé (Tableau 70).

Maîtriser les impacts sur l'environnement extérieur
Eco-construction
1. Relations harmonieuses des bâtiments avec leur environnement immédiat
2. Choix intégré des procédés et produits de construction
3. Chantiers à faibles nuisances
Eco-gestion
4. Gestion de l'énergie
5. Gestion de l'eau
6. Gestion des déchets d'activité
7. Gestion de l'entretien et de la maintenance
Créer un environnement intérieur sain et confortable
Confort
8. Confort hygrothermique
9. Confort acoustique
10. Confort visuel
11. Confort olfactif
Santé
12. Qualité sanitaire des espaces
13. Qualité sanitaire de l'air
14. Qualité sanitaire de l'eau

Tableau 70 Les 14 cibles de la démarche HQE

Cette démarche reste encore peu diffusée et limitée à quelques opérations exemplaires. Au 10 janvier 2006, seuls 20 bâtiments avaient été certifiés « NF Bâtiments tertiaires – Démarche HQE® », ce qui s'explique par la jeunesse de la certification.

A1.2 Des approches énergétiques

A1.2.1 RT-2005 (France)

En France, depuis 1974, plusieurs réglementations thermiques ont été appliquées au bâtiment. La réglementation thermique 2005 (RT2005) fixe des valeurs-seuils à différents critères

composites, tels que les besoins de chauffage et les déperditions de chaleur [JORF 2006]. Elle s'applique aux bâtiments neufs résidentiels et tertiaires et s'appuie sur trois conditions à respecter :

- la consommation d'énergie théorique du bâtiment (dite « conventionnelle ») doit être inférieure à la consommation conventionnelle d'un bâtiment présentant des caractéristiques thermiques de référence
- l'été, la température intérieure (dite « conventionnelle ») doit être inférieure à celle d'un bâtiment présentant des caractéristiques thermiques de référence
- des performances minimales sont requises pour certains équipements (isolation, ventilation, chauffage, eau chaude sanitaire, protections solaires etc.)

Le respect de la réglementation peut se faire de deux manières distinctes :

- par des calculs de consommation d'énergie (C) et de température intérieure conventionnelle (Tic), réalisés à partir de données physiques à l'aide de logiciels agréés,
- par l'application de solutions techniques intégrées, proposées par le ministère du logement, qui permettront de satisfaire les exigences réglementaires, sans avoir à réaliser de calcul.

En complément de cette réglementation et dans le cadre des objectifs du plan climat 2004 [PC 2004], un diagnostic de performance énergétique devient progressivement obligatoire pour tout logement mis en vente ou en location. Ce diagnostic se fonde sur la méthode 3CL-DPE (Calcul Conventionnel des Consommations des Logements pour le Diagnostic de Performance Énergétique). Il évalue, à partir d'une trentaine de données qualitatives et quantitatives, les différents postes de consommation énergétiques du logement et en déduit sa consommation en énergie primaire et les émissions de CO_2 correspondantes. L'objectif de cette mesure est la transparence. En effet, tout acheteur ou locataire potentiel pourra, avant la signature de tout contrat de vente (respectivement, de bail), prendre connaissance de la performance énergétique du logement.

La réglementation thermique définit les labels Haute Performance Énergétique (HPE) et Très Haute Performance Énergétique (THPE), qui sont destinés aux bâtiments dont les consommations conventionnelles d'énergie se trouvent respectivement plus de 10 % et plus de 20 % en dessous des exigences réglementaires [JORF 2007].

A1.2.2 Minergie® (Suisse)

Minergie® est un label de qualité qui a été développé en Suisse dans les années 1990 [Minergie 2008]. Il est géré par l'association Minergie®. Ce label est décerné à tout bâtiment respectant les critères du standard correspondant. Les critères des standards Minergie® touchent quatre points essentiels. Leur niveau d'exigence peut varier selon le type de bâtiment, selon qu'il s'agit d'une construction neuve ou d'une rénovation, et selon le niveau du label. Pour le label Minergie® simple, les critères sont les suivants :

- le renouvellement nécessaire de l'air doit être assuré au moyen de dispositifs techniques ;
- la valeur maximale du besoin de chaleur pour le chauffage, Qf, défini par la norme suisse SIA 380/1 ;
- le coût de la construction ne doit pas excéder de plus de 10% celui d'une maison conventionnelle de référence ;
- l'*indice pondéré de dépense d'énergie thermique*, calculé à partir des dépenses énergétiques de chauffage, de ventilation, de climatisation et d'eau chaude sanitaire, ne doit pas dépasser 42 kWh/m^2/an pour une construction neuve et 80 kWh/m^2/an pour une rénovation. Le système de calcul de cet indice pondère chaque consommation énergétique par un coefficient dépendant de la source d'énergie utilisée. Ces coefficients de pondération ont été fixés de manière à avantager les sources d'énergie renouvelables par rapport aux sources d'énergie fossiles et à l'électricité.

L'association Minergie® propose des « modules d'équipement » (mur, toiture, fenêtre), solutions techniques standards conseillées pour faciliter la satisfaction de tous les critères énoncés ci-dessus.

Depuis 2002, un label plus exigeant, appelé Minergie®-P, distingue les bâtiments à très basse consommation énergétique.

MP Puissance thermique à installer	≤ 10 W/m^2
MP Besoins de chaleur pour le chauffage	≤ 20% de la valeur limite selon la norme SIA 380/1
Indice pondéré de dépense d'énergie thermique	≤ 30 kWh/m^2
Etanchéité à l'air[105]	n_{L50} ≤0.6/h
Appareils ménagers	Classe A, resp. A+

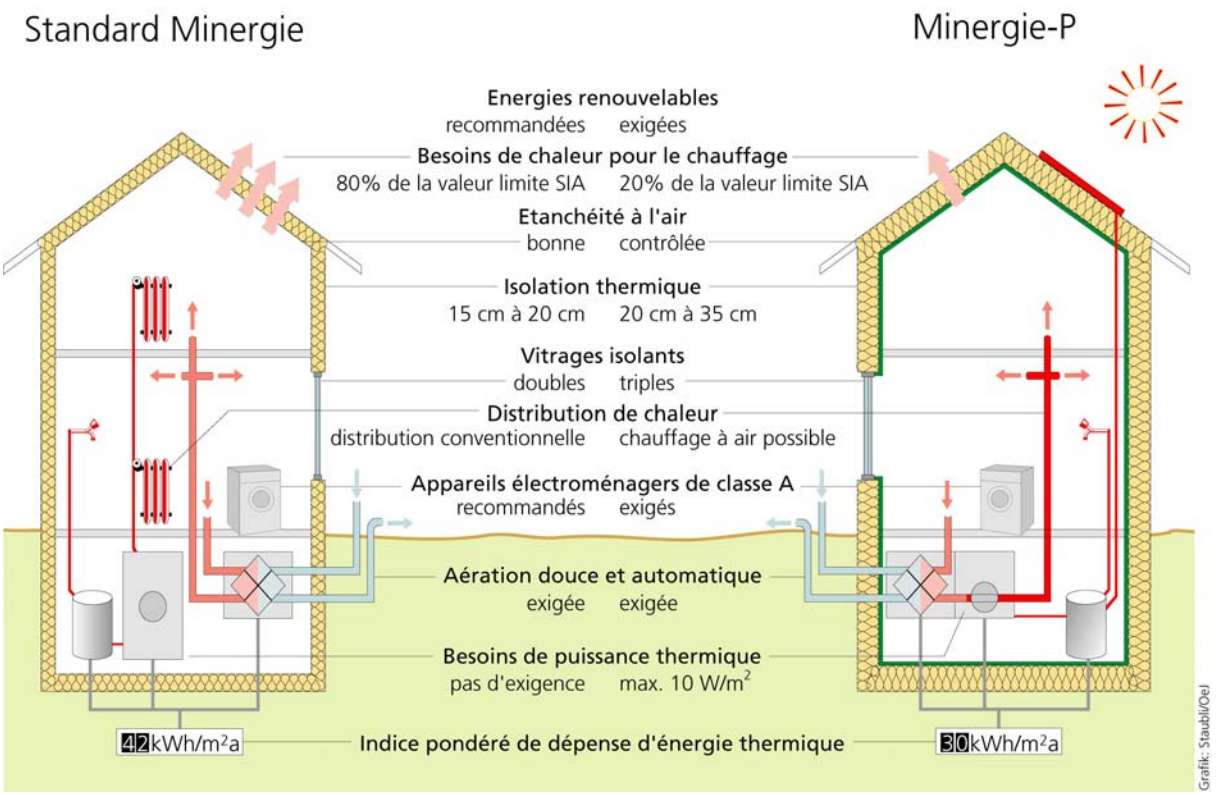


Figure 140 Principales caractéristiques des labels Minergie® et Minergie®-P

Le standard Minergie® s'est récemment enrichi d'une dimension environnementale par le standard Minergie®-Eco.

Selon les cantons, les bâtiments labellisés Minergie® représentent entre 10 % et 20 % des constructions neuves, ce qui montre sa forte pénétration sur le marché suisse [PREBAT 2007].

A1.2.3 Réglementation EnEV (Allemagne)

En Allemagne, plusieurs réglementations thermiques se sont succédé depuis 1984. Depuis le 1er février 2002, c'est le *Energieeinsparverordnung* (« décret pour l'économie de l'énergie », en abrégé EnEV) qui s'applique, posant le standard *Niedrigenergiehaus* (« maison basse énergie ») comme norme de construction pour les bâtiments neufs. Parmi les critères à respecter, se trouve la consommation d'énergie primaire du bâtiment par unité de surface, le coefficient de diffusion thermique moyen des parois, l'étanchéité de l'enveloppe, les ponts thermiques, le rendement du système de chauffage etc. Les besoins énergétiques du bâtiment ne doivent pas dépasser 75 kWh.m^{-2}.an^{-1}. La norme EnEV [EnEV 2004] fixe des valeurs maximales pour les besoins annuels en énergie primaire par unité de surface chauffée et par unité de volume chauffé, et pour la quantité de chaleur perdue par unité de surface d'enveloppe du bâtiment. Toutes ces valeurs-seuils dépendent de la compacité du bâtiment.

A1.2.4 Passivhaus (Allemagne)

Le standard Passivhaus, développé par le *Passivhaus Institut*, et associé à une certification, va beaucoup plus loin que la réglementation EnEV mais n'est imposé par aucune réglementation

[Passivhaus 2008]. Il constitue aujourd'hui le standard le plus exigeant au niveau mondial, puisqu'il envisage une économie d'énergie de 80 % par rapport aux standards conventionnels actuels. Le standard est défini par ses concepteurs comme suit :

« *Une maison passive est un bâtiment dans lequel il est possible de maintenir un climat intérieur confortable sans système de chauffage ou de rafraîchissement actif. La maison se chauffe et se rafraîchit elle-même, donc de manière "passive".*

Pour un bâtiment passif européen, des besoins de chauffage inférieurs à 15 kWh/m²/an sont indispensables, sans que ce niveau ne soit atteint au prix d'un accroissement de l'utilisation d'énergie pour d'autres usages (par exemple, l'électricité). De plus, la consommation d'énergie primaire des parties habitables d'une maison passive européenne ne doit pas excéder 120 kWh/m²/an pour le chauffage, l'eau chaude sanitaire et l'électricité domestique.

À partir de là, les besoins énergétiques supplémentaires peuvent être complètement couverts par l'utilisation de sources d'énergie renouvelables. » (traduction de l'auteur)

Ce standard est donc associé au concept de *maison passive*. La maison idéale qu'il représente est une maison compacte (faible rapport surface de l'enveloppe/volume habitable), très bien isolée, optimisée de manière à maximiser les apports thermiques solaires (conception bio-climatique), à vitrages peu émissifs, très étanche à l'air, équipée d'un système de préchauffage passif de l'air de ventilation (par exemple, un échangeur air-sol), d'un système de récupération de chaleur sur air vicié performant, d'un chauffe-eau solaire et d'équipements domestiques très efficaces. En pratique, un système de chauffage d'appoint est généralement nécessaire, dont l'énergie est fournie, à partir d'une source d'énergie renouvelable, à l'air de ventilation. En raison de la performance élevée de l'enveloppe, les apports internes constituent une source de chaleur considérable [Feist *et al.* 2005]. En 2006, les maisons au standard Passivhaus représentaient moins de 1 % de la construction neuve en Allemagne, mais environ 4 % en Autriche.

A1.2.5 KlimaHaus/CasaClima (Italie)

En Italie, un dispositif de certification a été mis en place dans la province de Bolzano [Klimahaus 2008]. Appelé, selon les langues, *KlimaHaus* ou *CasaClima*, il s'agit d'un système d'évaluation et de certification assez analogue dans son esprit à la démarche du *Diagnostic de Performance Énergétique* français. Le certificat a pour rôle de faciliter l'information de l'utilisateur au moment de l'achat d'un logement. Quatre niveaux de certifications sont proposés, selon le niveau des besoins énergétiques de chauffage du bâtiment calculés à l'aide du logiciel spécifique du standard. Ces niveaux sont présentés sur une échelle inspirée du modèle de l'étiquette énergie déjà présente dans de très nombreux pays sur divers équipements de consommation courante (réfrigérateurs, lampes, lave-linge, sèche-linge etc.)

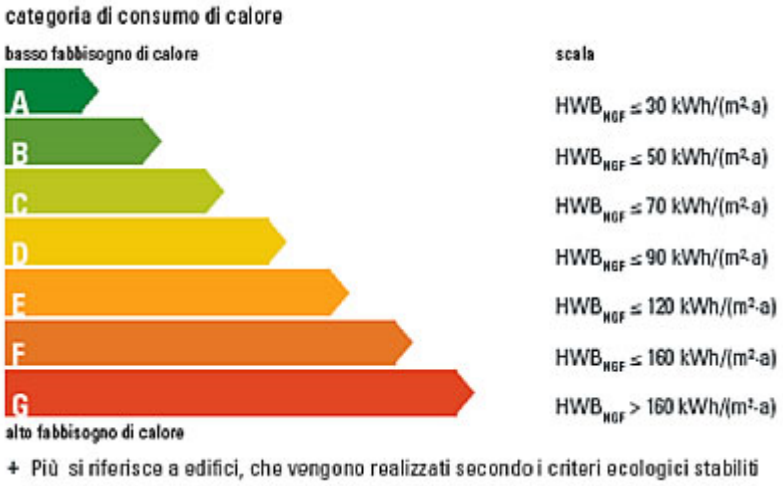


Figure 141 L'échelle de classement du label KlimaHaus/CasaClima[106]

[106] *HWB_{NGF} = Besoin de chaleur rapporté à la surface nette*

La certification KlimaHaus/CasaClima est décernée après la réalisation du bâtiment, à la suite d'une inspection sur place comprenant notamment une analyse thermographique et un test d'étanchéité de type « Blower door test[107] ».

Le label KlimaHaus/CasaClima est donc un système de certification volontaire simple, encore peu répandu puisque limité à une seule région d'Italie, dont l'objectif est de promouvoir le développement et la visibilité des bâtiments économes en énergie.

Une distinction « + » peut aussi être associée à un bâtiment CasaClima, dans la mesure où il se distingue par une construction plus respectueuse de l'environnement et par une production d'énergie renouvelable. Les conditions pour obtenir le « + » sont :

- un besoin de chaleur inférieur à 50 kWh/m^2/an ;
- le système de chauffage doit fonctionner à partir de sources d'énergie renouvelables, c'est-à-dire sans utiliser de combustibles fossiles (le chauffage électrique est accepté uniquement si les besoins de chauffages ne dépassent pas 10 kWh/m^2/an) ;
- des matériaux à faible impact sur l'environnement et sur la santé ;
- un élément doit être mis en œuvre, au choix parmi : un panneau photovoltaïque, un chauffe-eau solaire, un récupérateur d'eau pluviale, une toiture végétalisée, une construction en bois, en argile ou en paille.

La distinction « + » souligne donc un effort apporté sur la qualité environnementale du bâtiment. Bien que limitée par rapport aux approches globales, cette distinction permet de valoriser certains efforts réalisés par les maîtres d'ouvrages et n'ayant pas nécessairement d'impact sur la consommation énergétique.

[107] *Blower door test* : Opération consistant à appliquer une dépression à l'air intérieur d'un bâtiment en plaçant, de manière hermétique, un ventilateur dans le cadre d'une porte extérieure du bâtiment. La mesure du volume d'air extrait au bout d'une heure pour un niveau de dépression donné (en général 50 Pa) est utilisée pour quantifier l'étanchéité du bâtiment à l'air.

Annexe 2 Analyse de Fourier

Soit un signal quelconque continu, $S(t)$, échantillonné avec un pas horaire, sur une année. L'analyse de Fourier du signal consiste à exprimer $S(t)$ comme une somme de fonctions sinus et cosinus dont les périodes sont les multiples d'une même période fondamentale ω.

$$S(t)=\overline{S}+\sum_{j=1}^{+\infty}a_j\cdot\sin(j\cdot\omega\cdot t)+\sum_{j=1}^{+\infty}b_j\cdot\cos(j\cdot\omega\cdot t) \qquad (179)$$

Les paramètres à déterminer sont la moyenne $\overline{S}$, les coefficients de Fourier a_j et b_j, et la pulsation fondamentale ω.

Pour un signal de période fondamentale annuelle, échantillonné sur un pas horaire sur une année, la pulsation fondamentale correspondante ω exprimée en rad.h^{-1} vaut :

$$\omega=\frac{2\cdot\pi}{8760}$$

La valeur moyenne du signal $\overline{S}$ est la moyenne arithmétique des données horaires ($S_{mesuré}(h)$).

$$\overline{S}=\frac{1}{8760}\cdot\sum_{h=1}^{8760}S_{mesuré}(h) \qquad (180)$$

Les coefficients de Fourier, a_j et b_j, se calculent, à partir des données horaires, comme suit :

$$a_j=\frac{2}{8760}\cdot\sum_{h=1}^{8760}S_{mesuré}(h)\cdot\sin\left(j\cdot\frac{2\cdot\pi}{8760}\cdot h\right) \quad \text{et} \quad b_j=\frac{2}{8760}\cdot\sum_{h=1}^{8760}S_{mesuré}(h)\cdot\cos\left(j\cdot\frac{2\cdot\pi}{8760}\cdot h\right)$$

Enfin, il est facile d'exprimer $S(t)$ à l'aide des seules fonctions sinus :

$$S(t)=\overline{S}+\sum_{j=1}^{+\infty}A_j\cdot\sin(j\cdot\omega\cdot t-\varphi_j) \qquad (181)$$

avec :

$$A_j=\sqrt{a_j^2+b_j^2} \quad \text{et} \quad \varphi_j=-\mathrm{Arctan}\left(\frac{b_j}{a_j}\right)$$

Annexe 3 Paramètres d'entrée du module COMPO6 : Système de ventilation intégrant un échangeur air-sol

Les paramètres d'entrée sont récapitulés dans le tableau des pages suivantes. Le modèle de puits canadien utilisant ces paramètres présente les fonctionnalités suivantes :

Fonctionnalités actuelles :
Puits canadien à tubes horizontaux à une ou plusieurs nappes de tubes
Bilan thermique à la surface du sol
Calcul de la température du sol
Prise en compte de l'effet d'un bâtiment proche
Apport thermique du ventilateur
Régulation

Fonctionnalité non prises en compte :
Echange thermique dans le collecteur et le distributeur

L'humidité relative moyenne de l'air au niveau du sol et de *la vitesse moyenne du vent au niveau du sol* ne sont pas incluses dans la liste des paramètres. En effet, la première valeur a été fixée par défaut à 75% (valeur moyenne pour la France). La seconde valeur peut être simplement fixée à partir de la variable `expo_sol`.

Concernant les propriétés physiques des sols, les valeurs suivantes pourront être utilisées :

Nature	Humidité	Capacité (J/kg.K)	Conduct. (W/m.K)	Masse vol. (kg/m^3)	Source
Grès		710	1,87	2250	GAEA
Argile		880	1,28	1500	GAEA
Gravier	saturé	1333,333333	2,2	1800	Dibowski
Terre lourde	humide	960	1,3	2098	Dibowski
Limon argilo-sableux	humide	1340	1,49	1800	GAEA
Terre légère	humide	1050	0,87	1602	Dibowski
Terre lourde	sec	840	0,87	2022	Dibowski
Terrain sablonneux		1650	1,24	1520	GAEA
Sable		1390	0,93	1780	GAEA
Gravier	sec	909,0909091	0,5	1650	Dibowski
Terre légère	sec	840	0,35	1442	Dibowski
Calcaire		2230	0,71	1670	GAEA

Ces valeurs ont été tirées, soit de la base de données du logiciel GAEA, soit de [Dibowski 2003].

Nom	Type	Définition	Unité	Valeur par défaut	Min	Max	Remarques
Existence	Entier	Bit d'activation du module	-	0	0	1	0 : module inactivé 1 : module activé
Cap_sol	Double	Capacité thermique du sol	$J.kg^{-1}.K^{-1}$	données sol moyen	500	2000	Ces valeurs peuvent être tirées d'une base de données de propriétés de sol, à croiser avec la donnée d'humidité du sol.
Cond_sol	Double	Conductivité thermique du sol	$W.m^{-1}.K^{-1}$	données sol moyen	0,2	2,5	
Rho_sol	Double	Masse volumique du sol	$Kg.m^{-3}$	données sol moyen	1300	2500	
expo_sol	Chaîne	Exposition du sol au vent	-	NORMAL	-	-	(ABRI , NORMAL , SEVERE)
type_surf_sol	Chaîne	Type de la surface du sol	-	GAZON	-	-	(GAZON, VEGETATION_CLAIRSEMEE, VEGETATION_DENSE, NEIGE, REFLECHISSANT, NU, ASPHALTE, BETON, GRAVIER, SABLE)
hum_sol	Chaîne	Humidité du sol	-	SEC	-	-	(ARIDE, SEC, HUMIDE, DETREMPE)
Nb_nap	Entier	Nombre de nappes de tubes	-	1	1	10	
Nb_tub_nap[iNap]	Entier	Nombre de tubes pour chaque nappe *iNap*	-	1	1	50	
z_nap[iNap]	Double	Profondeur d'enfouissement moyenne des tubes pour chaque nappe *iNap*	m	2	0,5	20	
largeur	Double	Largeur maximale de l'échangeur air/sol	m	5	0	200	
D_bat	Double	Distance horizontale moyenne entre l'échangeur air/sol et le centre de la dalle du bâtiment	m	5	0	-	
Surf_bat	Double	Surface du bâtiment en contact avec le sol (uniquement celle en contact avec des pièces thermostatées)	m^2	0	0	-	

R_dalle	Double	Résistance thermique de la dalle du bâtiment proche	$m^2.K.W^{-1}$	2,165	0	100	Peut être calculé à partir des compositions des parois de la dalle en contact avec le sol d'un côté et une pièce thermostatée de l'autre
T_int_bat	Double	Température moyenne du bâtiment des pièces thermostatées en contact direct avec la dalle	°C	20	15	30	
e_tub	Double	Epaisseur de la paroi des tubes	m	0,005	0	5	Condition : < Diam_tub/2
D_ext	Double	Diamètre externe du tube	m	0,2	0,05	1	Condition : > 2*e_tub
L_tub	Double	Longueur moyenne des tubes sur l'ensemble du puits	m	20	5	500	
Cap_tub	Double	Capacité thermique massique du tube	$J.kg^{-1}.K^{-1}$	données PE	-	-	
Cond_tub	Double	Conductivité du tube	$W.m^{-1}.K^{-1}$	données PE	-	-	
Rho_tub	Double	Masse volumique du tube	$Kg.m^{-3}$	données PE	-	-	
Reg_Ch_Raf	Chaîne	Choix de la régulation été/hiver	-	FALSE	FALSE	TRUE	FALSE : pas de régulation, TRUE : régulation
Reg_Surv	Chaîne	Choix de la régulation de la surventilation nocturne	-	FALSE	FALSE	TRUE	FALSE : pas de régulation, TRUE : régulation
Reg_Select	Chaîne	Choix du régime de fonctionnement	-	RMIN	RMIN	RNORM	RMIN : hiver, RNORM : été
Zone_reg	Entier	Numéro de la zone sur laquelle est réalisée la régulation	-	0	1	nzones	Doit correspondre à une zone effectivement ventilée durant tous les régimes de fonctionnement sélectionnés
mat_debits[iZone].numz	Entier	Numéro de la zone au niveau de l'interface	-	-	-	-	Cette valeur est l'identifiant de zone que l'on trouve dans le fichier texte "generalites.txt"
mat_debits[iZone].debits[Rmin]	Double	Débit de consigne de ventilation minimum pour la zone *iZone* concernée	$m^3.h^{-1}$	0	0	10000	Condition : Si régime utilisé, l'une des valeurs au moins doit être non-nulle.

mat_debits[iZone].debits[Rnorm]	Double	Débit de consigne de ventilation normal (été) pour la zone *iZone* concernée	$m^3.h^{-1}$	0	0	10000	Condition : Si régime utilisé, l'une des valeurs au moins doit être non-nulle.
mat_debits[iZone].debits[Rmax]	Double	Débit de consigne de ventilation maximal (surventilation nocturne) pour la zone *iZone* concernée	$m^3.h^{-1}$	0	0	10000	Condition : Si régime utilisé, au moins l'une des valeurs doit être non-nulle.
Pos_ventil	Entier	Position du ventilateur par rapport à l'échangeur air-sol	-	2	1	3	1 : en entrée d'échangeur air-sol 2 : en sortie d'échangeur air-sol / entrée d'échangeur sur air vicié, 3 : en sortie d'échangeur sur air vicié
rendemt_ventil	Double	Rendement de la conversion électro-mécanique du ventilateur	%	40	0	100	
BypassPC[Regime]	Chaîne	Bypass du puits canadien, pour les deux régimes de fonctionnement non-surventilés	-	TRUE	FALSE	TRUE	TRUE : échangeur air-sol est by-passé FALSE : échangeur air-sol activé
rendemt_EchAV[Regime]	Entier	Rendement de l'échangeur sur air vicié, pour les deux régimes de fonctionnement non-surventilés	%	70	0	100	
Tmax_H	Entier	Température de bascule en période de rafraîchissement	0,1 °C	230	150	500	
Tmin_E	Entier	Température de bascule en période de chauffage	0,1 °C	190	0	250	
duree_integ	Entier	Durée d'intégration pour les régulations	j	3	1	7	
Heure_ouvr	Entier	Heure d'ouverture des fenêtres/de démarrage de la surventilation nocturne	h	22	0	23	
Heure_ferm	Entier	Heure de fermeture des fenêtres/d'arrêt de la surventilation nocturne	h	7	0	23	

Tableau 71 Liste des paramètres d'entrée du module COMPO6

Le fichier texte d'entrée des paramètres présente la structure suivante :

NOM : Param6.txt

1ère ligne : Module "Systeme de Ventilation avec Puits canadien" (Compo6)¬
`Existence¬`

3ème ligne : Donnees Sol/Soil data¬
puis : `Cap_sol,Cond_sol,Rho_sol¬`
`expo_sol,Type_surf_sol,hum_sol¬`

6ème ligne : Donnees Systeme /System data¬
puis : `Nb_nap¬`
`Nb_tub_nap[1],Nb_tub_nap[2],...¬` *(une valeur pour chaque nappe de tubes)*
`z_nap[1],z_nap[2],...¬` *(une valeur pour chaque nappe de tubes)*
`Largeur,D_bat,Surf_bat,R_dalle,T_int_bat¬`
`e_tub,D_ext,L_tube,Cap_tub,Cond_tub,Rho_tub¬`
`Reg_Ch_Raf,Reg_surv,Reg_Select,Zone_Reg¬`
`mat_debits[1].numz,mat_debits[1].debits[Rmin],`
`mat_debits[1].debits[Rnorm], mat_debits[1].debits[Rmax]¬`
`mat_debits[2].numz,mat_debits[2].debits[Rmin],`
`mat_debits[2].debits[Rnorm], mat_debits[2].debits[Rmax]¬`
(même chose pour chaque zone interne ventilée du bâtiment. Une ligne par zone)
¬ (Saut de ligne marquant la fin de la liste des éléments de débits)
`Pos_ventil,rendemt_ventil¬`
`BypassPC[Rmin],BypassPC[Rnorm],rendemt_EchAV[Rmin],rendemt_EchAV[Rnorm] ¬`
`Tmax_H,Tmin_E,duree_integ,Heure_ouvr,Heure_ferm,Tmin_surv¬`

Annexe 4 Etude de marché des systèmes de micro-cogénération

Fabricant	Pays	Modèle	Type moteur	Carburant	Puissance (kW) elec	Puissance (kW) therm	Rendement elec	Commercialisation	Remarque
BTB Energietechnik	All.	EG8	Comb. interne	GN-Propane	8	19	25%	Commercialisé	
BTB Energietechnik	All.	HL6	Comb. interne	biogaz	5,8	14,5	25%	Commercialisé	
BTB Energietechnik	All.	PLO4	Comb. interne	huile végétale	4	8	28%	Commercialisé	
COGENCO	Be.	Ecogen-08AH	Comb. interne	huile végétale	8	18	28%	Commercialisé	Moteur Kubota
EcoPower	All.	EcoPower	Comb. interne	GN-Propane	1,3-4,7	4-12,5	34%	Commercialisé	Plusieurs revendeurs en Espagne, Ecosse, Irlande, Grèce, Autriche
Senertec	All.	HKA G 5.5	Comb. interne	GN	5,5	12,5	27%	Commercialisé	
Senertec	All.	HKA G 5.0	Comb. interne	GN	5	12,3	26%	Commercialisé	
Senertec	All.	HKA F 5.5	Comb. interne	GPL	5,5	12,5	27%	Commercialisé	
Senertec	All.	HKA HR 5.3	Comb. interne	Diesel	5,3	10,5	27%	Commercialisé	
Senertec	All.	HKA HR 5.4	Comb. interne	Biodiesel	5,3	10,3	27%	Commercialisé	
Climate Energy	USA	Freewatt	Comb. interne	GN	1,2	3,5		Commercialisé	
BTB Energietechnik / OTAG	All.	Lion Powerblock	Moteur à vapeur	GN-Propane	3	16	18%	Commercialisé	12500 € HT
COGEN Microsystems	Austr.	Domestic	Moteur à vapeur	?	2,5	11	17%	fin 2008	
COGEN Microsystems	Austr.	Small commercial	Moteur à vapeur	?	10	44	17%	fin 2008	
Energetix	UK	Genlec	ORC	GN	1	10	8% ?	automne 2008	
Idatech	USA		Pile à combustible	GN					Pas d'information
Whispertech	N-Z	WhisperGen	Stirling	GN	1,2	8		en UK	Non commercialisé en France. 16000 € environ
SunMachine	All.	Sunmachine Pellets	Stirling	bois	3	7,5-15	18%	Commercialisé	
Solo	All.	161	Stirling	GN	2-7,5	8-22	33%	Commercialisé	Courbes de puissance déjà fournies par le constructeur. 33000 € HT
INFINIA/Rinnai/Enatec	USA/JP/NL		Stirling	?	1	7-9	?	début 2008	Pas d'information
Disenco	UK		Stirling		3	15	23-25%	2008	
StirlingPowerModule	AT	SPM Module	Stirling	Bois	1	15	< 6%	lancement test en cours	Rendement électrique très faible
Stirling systems	CH	SEM	Stirling piston libre	?	1,2	5	18%	en test depuis 2005	
Microgen	UK	?	Stirling piston libre	GN	1	ca. 30	?	pas encore	Faible rendement électrique

Annexe 5 Détail de quelques modèles approchés du cycle de Stirling

Cette annexe présente de manière détaillée les deux modèles de cycle de Stirling du 1er ordre cités au § 3.2.3.

A5.1 Le cycle idéal avec régénérateur imparfait

Dans le cas des moteurs à combustion interne, le fluide de travail subit des variations de température par combustion (réaction exothermique) ou par échange convectif avec l'extérieur (échappement/admission). Dans un moteur Stirling, le fluide suit un cycle fermé et n'est le lieu d'aucune combustion. Le seul échange avec l'extérieur se fait par l'intermédiaire de deux échangeurs thermiques. Au cours du cycle, le fluide échange de la chaleur avec le régénérateur. Dans le cas du cycle idéal présenté § 3.2.3.1, le rendement du régénérateur a été supposé égal à 100 %. Ce n'est jamais le cas en pratique, ce qui amène à proposer un modèle plus fin, présenté ci-après.

Les hypothèses retenues pour ce modèle sont les mêmes que pour le cycle idéal. Par contre, le rendement du régénérateur α n'est plus égal à 1. Cela signifie que la chaleur stockée par le régénérateur au cours de la phase 4-1 n'est pas entièrement restituée au cours de la phase 2-3. Elle ne permet d'amener le fluide qu'au point 2'. La chaleur nécessaire pour passer de l'état 2' à l'état 3 est fournie par la source chaude, ce qui accroît la quantité de chaleur nécessaire au fonctionnement du moteur. Le rendement est donc dégradé.

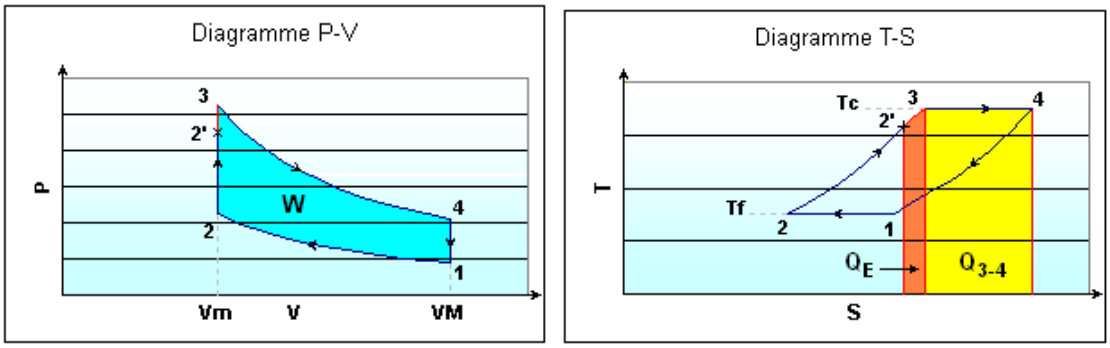


Figure 142 Le cycle de Stirling avec régénérateur imparfait en représentation PV et TS

On définit, $\alpha = \frac{T_{2'} - T_2}{T_3 - T_2}$, qui quantifie l'imperfection du régénérateur.

La quantité de chaleur supplémentaire fournie par la source chaude pour compenser la perte au régénérateur est :

$$Q_E = C_v \cdot (T_3 - T_{2'}) = (1-\alpha) \cdot Q_{2-3} \qquad (182)$$

Comme $Q_c = Q_{3-4} + Q_E$, le rendement devient :

$$\eta_s = \left| \frac{-W_{1-2} - W_{3-4}}{Q_{3-4} + Q_E} \right| = \frac{W_{1-2} + W_{3-4}}{W_{3-4} - (1-\alpha) \cdot Q_{2-3}} = \frac{n \cdot R \cdot (T_c - T_f) \cdot Ln(\varepsilon)}{n \cdot R \cdot T_c \cdot Ln(\varepsilon) + (1-\alpha) \cdot C_v \cdot (T_c - T_f)} \qquad (183)$$

Il est possible d'exprimer ce rendement en fonction de *k*, ε, α et de γ, en utilisant le fait que $n.R = C_P - C_V$ et $\gamma = \frac{C_P}{C_V}$.

$$\eta_s = \frac{(k-1) \cdot Ln(\varepsilon)}{k \cdot Ln(\varepsilon) + \frac{(1-\alpha) \cdot (k-1)}{\gamma - 1}} \qquad (184)$$

Ce rendement dépend de quatre paramètres : k, ε, α, γ.

Pour un régénérateur parfait, le rendement de Carnot apparaît :

$$\eta_s = \frac{k-1}{k} \tag{185}$$

Pour un régénérateur totalement inefficace (α = 0), le rendement devient :

$$\eta_s = \frac{(k-1)\cdot Ln(\varepsilon)}{k\cdot Ln(\varepsilon) + \frac{(k-1)}{\gamma-1}} \tag{186}$$

A5.2 Le cycle paraisotherme

Ce cycle prend en compte le fait que les échanges de chaleur avec les sources de chaleur n'ont pas réellement lieu au moment des phases de détente ou de compression du fluide, mais uniquement au cours du transvasement entre les deux espaces de détente et de compression. Ce modèle substitue ainsi aux transformations isothermes des phases de détente et de compression, des transformations adiabatiques, suivies par des transformations isochores [Gicquel 2001].

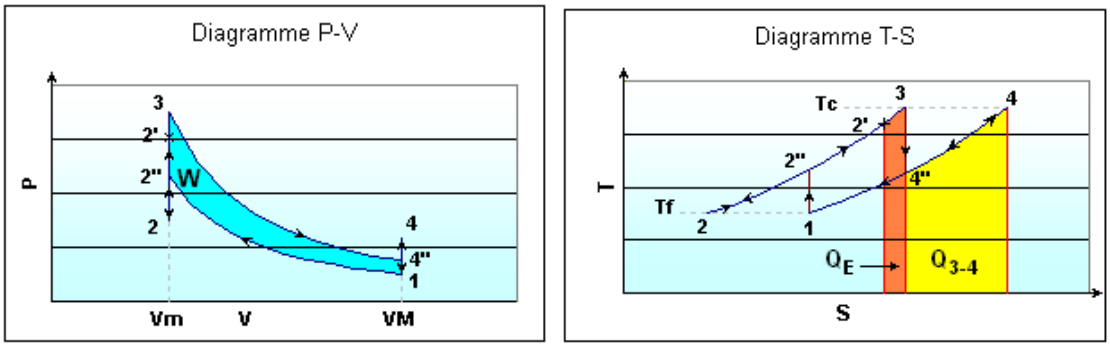


Figure 143 Le cycle de Stirling paraisotherme en représentation PV et TS

Seules les transformations 1-2 et 3-4 changent.

1 → 2" : phase de compression isentropique

$$P_1 \cdot V_1^{\gamma} = P_{2"} \cdot V_{2"}^{\gamma}$$

$$\Delta U_{1-2"} = W_{1-2"} + Q_{1-2"} = C_v \cdot (T_{2"} - T_1)$$

$$W_{1-2"} = C_v \cdot (T_{2"} - T_1) \quad \text{et} \quad Q_{1-2"} = 0$$

2" → 2 : phase de refroidissement isochore

$$V_{2"} = V_2 = V_{\min}$$

$$W_{2"-2} = 0 \quad \text{et} \quad Q_{2"-2} = C_v \cdot (T_2 - T_{2"})$$

Cette énergie calorifique est reçue par la source froide.

2 → 3 : phase d'échauffement isochore (cf. cycle de Stirling idéal)

Ici, encore, on suppose le régénérateur imparfait ce qui implique qu'une énergie supplémentaire est demandée par le fluide à la source chaude.

3 → 4" : phase de détente isentropique

$$P_3 \cdot V_3^{\gamma} = P_{4"} \cdot V_{4"}^{\gamma}$$

$$\Delta U_{3-4''}=W_{3-4''}+Q_{3-4''}=C_v\cdot\left(T_{4''}-T_3\right)$$

$$W_{3-4''}=C_v\cdot\left(T_{4''}-T_3\right) \text{ et } Q_{3-4''}=0$$

4" → 4 : phase de réchauffement isochore

$$V_{4''}=V_4=V_{\max}$$

$$W_{4''-4}=0 \text{ et } Q_{4''-4}=C_v\cdot\left(T_4-T_{4''}\right)$$

Cette énergie calorifique est fournie par la source chaude.

4 → 1 : phase de refroidissement isochore

Elle est inchangée par rapport au cycle de Stirling idéal.

La chaleur totale reçue par le fluide de la source chaude est :

$$Q_c=Q_{4''-4}+Q_E$$

Le travail net fournit par le fluide est :

$$W=-W_{1-2''}-W_{3-4''}$$

En reprenant les notations précédentes, le rendement de ce cycle paraisotherme s'exprime ainsi :

$$\eta=\left|\frac{-W_{1-2''}-W_{3-4''}}{Q_{4-4''}+Q_E}\right|=\frac{C_v\cdot\left(T_{2''}-T_1\right)+C_v\cdot\left(T_{4''}-T_3\right)}{-C_v\cdot\left(T_4-T_{4''}\right)+(1-\alpha)\cdot C_v\cdot\left(T_c-T_f\right)}=\frac{T_{2''}-T_f+T_{4''}-T_c}{T_{4''}-T_c+(1-\alpha)\cdot\left(T_c-T_f\right)} \quad (187)$$

En utilisant les relations correspondant aux transformations isentropiques, les températures s'expriment comme :

$$T_{2''}=T_1\cdot\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1}=T_f\cdot\varepsilon^{\gamma-1} \text{ et } T_{4''}=T_3\cdot\left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1}=T_c\cdot\varepsilon^{1-\gamma} \quad (188)$$

d'où l'expression du rendement :

$$\eta_s=\frac{\left(\varepsilon^{\gamma-1}-1\right)+k\cdot\left(\varepsilon^{1-\gamma}-1\right)}{k\cdot\left(\varepsilon^{1-\gamma}-1\right)-(1-\alpha)\cdot(k-1)} \quad (189)$$

ou

$$\eta_s=\frac{k-\varepsilon^{\gamma-1}}{k+\frac{(1-\alpha)\cdot(k-1)}{1-\varepsilon^{1-\gamma}}} \quad (190)$$

Ce rendement dépend lui aussi des quatre paramètres : k, ε, α, γ.

Annexe 6 Instrumentation du banc d'essai

A6.1 Réchauffeur électrique

Le réchauffeur de fluide en circulation (VULCANIC) (Figure 144) est d'une puissance de 18 kW. Il est équipé de thermoplongeurs déportés avec tubes en acier huilé. Sa puissance surfacique maximale est de 2 $W.cm^{-2}$, avec un débit minimal de 2 $m^3.h^{-1}$ et une température de fonctionnement maximale de 200 °C.

Figure 144 Réchauffeur de fluide en circulation

La Figure 145 représente le coffret de régulation adapté à ce type de réchauffeur. Ce système permet d'imposer la température de sortie de fluide en circulation, à partir d'une consigne. Une régulation PID adapte la puissance électrique fournie par le réseau électrique afin d'atteindre la température de consigne souhaitée.

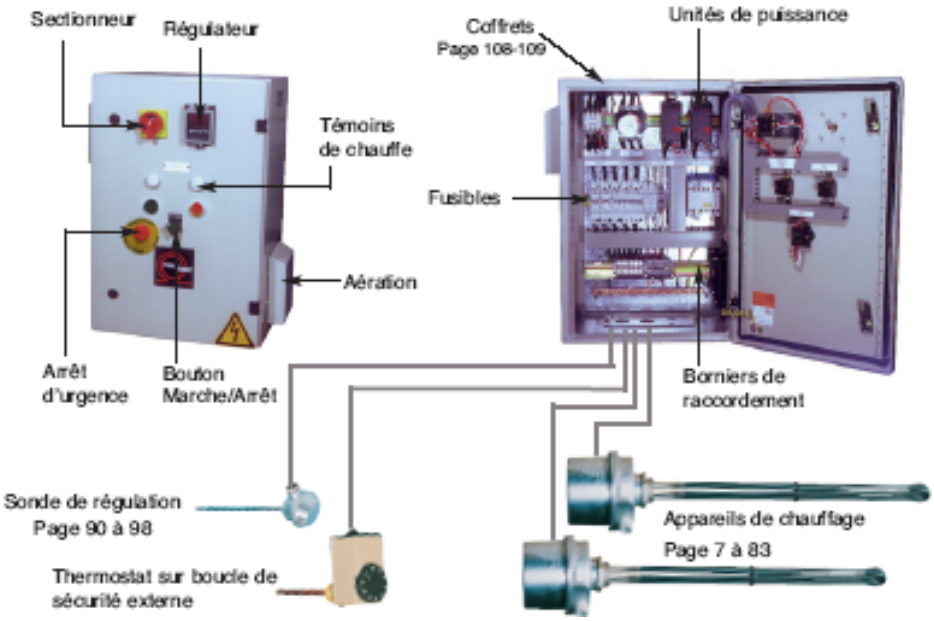


Figure 145 Système de régulation de température

A6.2 Échangeur à plaques

L'échangeur de chaleur choisi est un échangeur compact à plaques brasées (Figure 146). C'est l'un des systèmes les plus efficaces pour transférer de la chaleur d'un fluide à un autre. L'échangeur est composé de plaques ondulées qui sont associées pour créer des canaux où circulent les fluides chaud et froid. L'échangeur à plaques (marque SWEP, type B5) comporte 10 plaques.

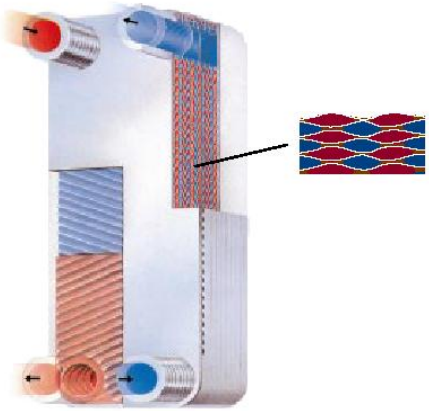


Figure 146 Echangeur à plaques brasées

A6.3 Analyseur de gaz

L'analyseur de gaz (marque Bosch) est dédié à l'analyse des gaz d'échappements des moteurs diesel et essence (Figure 147). Il est capable de mesurer différents composants :

- CO_2 : 0 à 18 %vol.
- O_2 : 0 à 22 %vol.
- CO : 0 à 10 %vol.

Figure 147 Analyseur de gaz

A6.4 Centrale de mesure électrique

La centrale de mesure (marque SOCOMEC, DIRIS A40) (Figure 148) mesure les différents paramètres suivants :

- La tension entre phases.
- Le courant pour chaque phase.
- La puissance électrique fournie.
- L'énergie électrique consommée.

Cette station est liée à deux modules 4-20 mA pour transférer les données mesurées vers l'ordinateur d'acquisition.

Figure 148 Centrale de mesure électrique

A6.5 Débitmètres

Trois types de débitmètres sont installés sur le banc d'essai pour mesurer simultanément le débit de l'eau de chauffage, le débit d'air à l'entrée et le débit des fumées issues de la combustion des granulés de bois.

A6.5.1 Débitmètre pour l'eau de chauffage

Un capteur de mesure électromagnétique (KROHNE , OPTIFLUX 1000) a été choisi pour la mesure du débit d'eau (Figure 149). Cette technologie est la mieux adaptée à la mesure de la distribution d'eau. La plage de mesure de débit va de 0 à 8 $m^3.h^{-1}$. Le signal de sortie est un signal analogique de 4-20 mA.

Figure 149 Débitmètre électromagnétique

A6.5.2 Débitmètre pour l'air

Le débitmètre de l'air (ALTO-INSTRUMENT) utilise la technologie CMOS (Figure 150). Il s'agit d'un débitmètre massique dont la gamme de débit va de 15 à 450 l/min (25 °C, 101 kPa). La précision de mesure est inférieure à +/-1 % de la pleine échelle. La pression maximale de service est de 10 bar et la température d'utilisation est comprise entre 0 °C et 50 °C. Le signal de sortie est un signal analogique de 4-20 mA.

Figure 150 Débitmètre massique pour les gaz avec la technologie CMOS

A6.5.3 Débitmètre pour les fumées

Le débit des fumées libérées de la combustion du bois est mesuré par un débitmètre massique (KOBOLD) (Figure 151). La mesure du débit est indépendante de la pression et de la température des fumées. La température maximale de fonctionnement est de 120 °C et la pression maximale de fonctionnement est de 34 bar. La précision de mesure est de +/-1,5 % pour une mesure de 10 à 100 % de la pleine échelle. La plage de mesure de ce débitmètre va de 0 à 513 Nl/min pour des fumées de combustion à 75 °C et 1 bar.

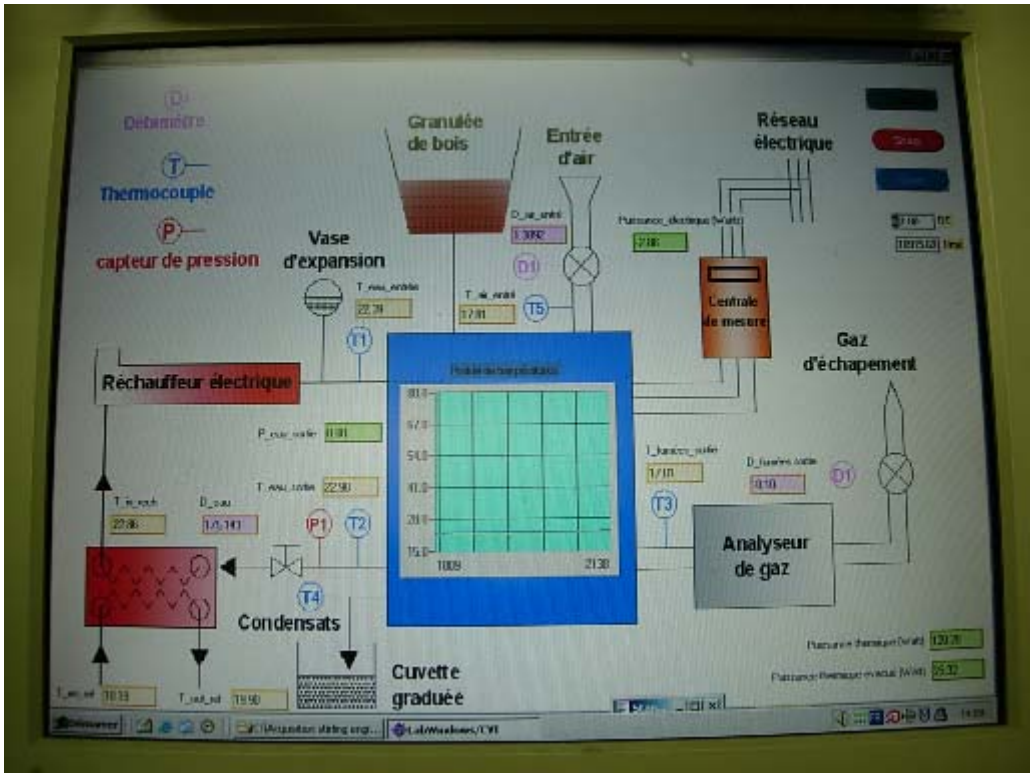
Figure 151 Débitmètre massique pour les fumées

Annexe 7 Photos du banc d'essai mis en place au CEP

L'unité de micro-cogénération sans son capot de protection acoustique (à gauche)
L'afficheur du wattmètre mesurant la puissance électrique produite (à droite)

Console d'acquisition, boîtier du réchauffeur et boîtier électrique

Résistances du réchauffeur (à gauche) et réservoir de granulé (à droite)



Interface graphique du logiciel d'acquisition des données

Annexe 8 Etat de l'art des modèles de température d'eau froide

Pour obtenir une bonne précision dans l'évaluation de l'efficacité et de la consommation énergétique d'un chauffe-eau, la température de l'eau froide provenant du réseau doit être connue le plus précisément possible. Bien entendu, elle peut être connue par simple mesure sur le lieu de puisage. Cependant, l'usage de valeurs de mesure, très contraignant, n'est souvent pas possible. Il y a donc nécessité à pouvoir évaluer cette température à l'aide d'un modèle numérique.

Une recherche bibliographique a montré que le sujet a encore été assez peu étudié. Pour la plupart des modèles de chauffe-eau existants, la question de la détermination de température d'eau froide n'est pas posée et cette température est une constante à fixer au cas par cas. Néanmoins, quelques modèles ont été identifiés : un modèle mensuel issu de la méthode SOLO et plusieurs modèles s'appuyant sur une représentation continue sinusoïdale de la température d'eau froide. Ils sont décrits brièvement dans les parties qui suivent.

A8.1 Le modèle de la méthode SOLO

Le modèle mis en œuvre au sein de la méthode SOLO (*Méthode mensuelle d'évaluation des performances thermiques des systèmes solaires de production d'eau chaude sanitaire*) du CSTB [Siino et Buscarlet 1995] fournit la température moyenne mensuelle d'eau froide, $\overline{T}_{ef}(m)$. Il s'appuie uniquement sur les températures moyennes mensuelles de l'air extérieur. Cette température moyenne mensuelle d'eau froide est calculée comme la moyenne arithmétique des températures moyennes annuelles $\overline{T}_{ext_an}$ et mensuelles $\overline{T}_{ext}(m)$ de l'air extérieur (191).

$$\overline{T}_{ef}(m)=\frac{\overline{T}_{ext}(m)+\overline{T}_{ext_an}}{2} \qquad (191)$$

Commentaire :

Ce modèle n'est préconisé par la méthode SOLO qu'en l'absence de données dans les abaques fournies avec la méthode. Néanmoins, il est à signaler que la plupart des séries de température d'eau contenues dans ces abaques semblent directement issues du calcul et non de mesures. Il n'est donc pas possible de valider le modèle ou d'en évaluer la précision à partir des données fournies.

A8.2 Le modèle de la norme EN 12976-2

Ce modèle, proposé par la norme EN 12976-2 concernant l'évaluation de la performance des équipements solaires [CEN 2006], considère que la température d'eau froide est une fonction sinusoïdale du temps, de période annuelle (192). Cette fonction dépend des trois paramètres caractérisant une fonction sinusoïdale : la température moyenne $\overline{T_{ef}}$, l'amplitude de variation ΔT_{ef} et le déphasage φ_{ef}.

$$T_{ef}(t)=\overline{T_{ef}}+\Delta T_{ef}\cdot\sin(\omega\cdot t-\varphi_{ef}) \qquad (192)$$

Les valeurs de ces trois paramètres sont simplement fournies par des abaques pour quatre sites de référence.

Commentaire :

Si ce modèle présente une formulation intéressante car proche de la réalité (cf. mesures de [Chester 1999]), l'absence de données pour les trois paramètres le rend difficilement utilisable en l'état. Une évaluation des trois paramètres à partir de considérations théoriques ou empiriques semble souhaitable. C'est ce que proposent les modèles suivants.

A8.3 Les modèles issus du modèle « RETSCREEN SOLAR WATER HEATING PROJECT »

[RETScreen 2004] propose deux modèles reprenant tous deux la représentation sinusoïdale (192). L'intérêt majeur du premier d'entre eux est d'avoir été confronté à des mesures in-situ.

Le **premier modèle**, intitulé *Automatic calculation*, s'appuie sur l'hypothèse suivante : l'eau résidant dans les canalisations du réseau de distribution se trouve à la température du sol à la profondeur d'enfouissement des canalisations. Pour cela, une évaluation simplifiée de la température du sol à une profondeur quelconque est réalisée (modèle de propagation d'un signal sinusoïdal dans un milieu massif semi-infini). Cette évaluation suppose que le seul signal de température se propageant depuis la surface jusqu'à la profondeur considérée correspond à la température de l'air extérieur. De plus, ce modèle suppose que la profondeur de pénétration du signal vaut 2,28 m et que la profondeur d'enfouissement des canalisations est une constante, fixée à 2 m. Ces hypothèses amènent dans un premier temps à :

$$\overline{T}_{ef}=\overline{T}_{ext_an}\ ,\quad \Delta T_{ef}=0{,}42\cdot\Delta T_{ext}\ \text{ et }\ \varphi_{ef}=\varphi_{ext}+\frac{51}{365}\cdot 2\cdot\pi\ .$$

Une confrontation entre des résultats obtenus grâce à ce modèle et des mesures réalisées à Toronto (Canada) a mené à un recadrage des paramètres. Finalement, pour le cas particulier de Toronto, les valeurs retenues sont :

$$\overline{T}_{ef}=\overline{T}_{ext_an}\ ,\quad \Delta T_{ef}=0{,}35\cdot\Delta T_{ext}\ \text{ et }\ \varphi_{ef}=\varphi_{ext}+\frac{30}{365}\cdot 2\cdot\pi\ .$$

Commentaire :

Ce modèle présente l'avantage d'être fondé sur des considérations physiques. Néanmoins, les écarts mis en évidence, par la confrontation aux mesures, indiquent que les hypothèses formulées sont trop simplificatrices.

Le **second modèle**, intitulé *Manual calculation*, analogue dans sa formulation générale au premier, propose un calcul de la température moyenne et de l'amplitude de variation à partir des températures moyennes mensuelles *minimale* T_{ef_min} et *maximale* T_{ef_max} de l'eau froide sur l'année.

$$\overline{T}_{ef}=\frac{T_{ef_max}+T_{ef_min}}{2}\quad\text{et}\quad \Delta T_{ef}=\frac{T_{ef_max}-T_{ef_min}}{2} \tag{193}$$

Le déphasage est fixé à 5 mois pour l'hémisphère nord (194) et à 11 mois pour l'hémisphère sud (195). n désigne le numéro du mois de l'année.

$$T_{ef}(t)=\frac{T_{ef_max}+T_{ef_min}}{2}+\frac{T_{ef_max}-T_{ef_min}}{2}\cdot\sin\left(2\cdot\pi\cdot\frac{n-5}{12}\right) \tag{194}$$

$$T_{ef}(t)=\frac{T_{ef_max}+T_{ef_min}}{2}+\frac{T_{ef_max}-T_{ef_min}}{2}\cdot\sin\left(2\cdot\pi\cdot\frac{n-11}{12}\right) \tag{195}$$

Commentaire :

Ce second modèle s'appuie sur des températures maximales et minimales d'eau froide qui doivent être mesurées, ce qui renvoie à la difficulté d'obtenir des données de mesure pour les sites considérés.

A8.4 Le modèle de Burch et Christensen

Ce modèle, actuellement en cours de développement au NREL[108], a été présenté dans [Burch et Christensen 2007a] et corrigé dans [Burch et Christensen 2007b]. L'idée de base est la même que celle du modèle précédent, mais les paramètres y sont déterminés à partir de la température moyenne annuelle de l'air extérieur. En effet, les auteurs considèrent que la profondeur d'enfouissement des canalisations varie selon la rudesse du climat afin d'éviter que l'eau n'y gèle en hiver.

[108] National Renewable Energy Laboratory, Colorado.

Ce modèle considère :

$$\overline{T}_{ef} = \overline{T}_{ext_an} + T_{offset} \quad (196)$$

où T_{offset} est un terme constant de décalage de la température moyenne, tenant compte des phénomènes d'échange thermique à la surface du sol, tels que les échanges latents et radiatifs, non pris en compte dans le seul terme de température moyenne annuelle de l'air.

$$\Delta T_{ef} = \Delta T_{ext} \cdot \left(K_1 + K_2 \cdot \left(\overline{T}_{ext_an} - T_{ref}\right)\right) \quad (197)$$

$$\varphi_{ef} = \varphi_{ext} + \left(K_3 + K_4 \cdot \left(\overline{T}_{ext_an} - T_{ref}\right)\right) \quad (198)$$

où T_{ref} est une température de référence (44 °F) et K_1, K_2, K_3, K_4 sont des constantes déterminées empiriquement. Les lois (197) et (198) reviennent à considérer une évolution linéaire de l'amplitude et du déphasage de $T_{ef}(t)$ par rapport à la température moyenne annuelle de l'air extérieur. Les auteurs signalent que leur modèle est encore imparfait du fait que certains phénomènes, comme l'isolation sur sol par une couche de neige, ne sont pas pris en compte. Néanmoins, ils fournissent des valeurs issues de corrélations pour les cinq constantes du modèle : T_{offset} =5 °F, K_1=0,4, K_2= 0,01 °F^{-1}, K_3=35°, K_4=-1°.°F^{-1}.

A8.5 Le modèle d'ESP-r

Ce modèle, brièvement présenté dans [Haddad *et al.* 2007], a été mis en œuvre au sein du logiciel de simulation thermique des bâtiments ESP-r développé par l'Université de Strathclyde (Glasgow). Il a été développé par [Cooper 1994] et s'appuie sur le modèle de température de sol de [Moore 1986]. Ce dernier est un modèle semi-empirique fondé sur la mesure de la température du sol réalisée dans une quarantaine de villes du Canada. Peu d'informations ont pu être recueillies sur sa validité.

A8.6 Conclusion

La question de l'évaluation de la température d'eau froide, indispensable à la bonne précision des calculs de la consommation énergétique des chauffe-eau, a récemment donné lieu au développement de modèles fondés sur des considérations physiques (RETScreen, Burch et Christensen). Ces modèles permettent d'adapter le profil annuel de la température d'eau froide au site considéré. Cependant, ils demandent encore quelques améliorations car leur validité en tout lieu n'est pas encore assurée. Par exemple, selon les mesures réalisées par Burch et Christensen (2007a) à Denver (États-Unis d'Amérique), la température d'eau froide peu fortement varier d'un bâtiment à l'autre au sein d'une même ville, ce qui dénote la nécessité d'introduire des paramètres locaux supplémentaires.

Annexe 9 Diffusion des travaux réalisés durant cette thèse

THIERS, S., PEUPORTIER, B. (2008). *Thermal and environmental assessment of a passive building equipped with an earth-to-air heat exchanger in France*. **Solar Energy**, Vol. 82 (9), pp. 820-831.

THIERS, S., PEUPORTIER, B. (2008). *Bilans énergétique et environnemental simulés d'un bâtiment passif équipé d'un échangeur air-sol en Picardie*. Conférence IBPSA-France, Lyon, novembre 2008.

AOUN, B., LABAUME, D., PEUPORTIER, B., THELLIER, F., THIERS, S. (2008). Poster : "Système de micro-cogénération et de ventilation adapté aux logements à très faibles besoins énergétiques (Micro 15 kWh)". Colloque du PREBAT, Perpignan, juin 2008.

THIERS, S., PEUPORTIER, B. (2007). *Modélisation thermique d'un échangeur air-sol pour le rafraîchissement de bâtiments*. Journée thématique SFT-IBPSA-France, Aix-les-Bains, avril 2007.

AOUN, B., LABAUME, D., PEUPORTIER, B., THELLIER, F., THIERS, S. (2007). Poster : "Système de micro-cogénération et de ventilation adapté aux logements à très faibles besoins énergétiques (Micro 15 kWh)". Colloque du PREBAT, Aix-les-Bains, mars 2007.

PEUPORTIER, B. & THIERS, S. *Des éco-techniques à l'éco-conception des bâtiments*. Journée thématique SFT-IBPSA-France, Chambéry, mars 2006.

Le module « puits canadien » est intégré au logiciel *Pléiades+COMFIE* depuis la version 2.7.0 du 15 février 2007.

ERRATUM

Cet erratum concerne la version finale de la thèse de doctorat de Stéphane Thiers intitulée « Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive » soutenue le 21 novembre 2008 à l'École Nationale Supérieure des Mines de Paris.

p. 130 : Au dernier paragraphe de la page 130, les valeurs entre parenthèses sont -24 600 $W.h^{-1}$ et -1 300 $W.h^{-1}$, au lieu de -16 400 $W.h^{-1}$ et -1 100 $W.h^{-1}$

p. 146 : Le cinquième paragraphe du § III.4.9 est ainsi rédigé :
« En dehors des phases ARRET1 et FONC, le moteur est arrêté et la production électrique est nulle. La production thermique se prolonge de manière réduite durant les premières phases de l'arrêt. Elle est modélisée par une fonction affine par morceau, selon les valeurs retenues au § III.3.5.2 et sur la Figure 82, soit –6,04 %/min durant les 13 premières minutes, puis -0,32 %/min pour les 68 minutes suivantes. »