

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

PRODUCTION D'EAU CHAUDE DOMESTIQUE DANS LES MAISONS À
CONSOMMATION ÉNERGÉTIQUE NETTE ZÉRO

DANIEL PICARD

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

CE MÉMOIRE EST PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES
(GÉNIE MÉCANIQUE)
DÉCEMBRE 2007



Library and
Archives Canada

Bibliothèque et
Archives Canada

Published Heritage
Branch

Direction du
Patrimoine de l'édition

395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Your file *Votre référence*

ISBN: 978-0-494-36930-2

Our file *Notre référence*

ISBN: 978-0-494-36930-2

NOTICE:

The author has granted a non-exclusive license allowing Library and Archives Canada to reproduce, publish, archive, preserve, conserve, communicate to the public by telecommunication or on the Internet, loan, distribute and sell theses worldwide, for commercial or non-commercial purposes, in microform, paper, electronic and/or any other formats.

The author retains copyright ownership and moral rights in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

AVIS:

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque et Archives Canada de reproduire, publier, archiver, sauvegarder, conserver, transmettre au public par télécommunication ou par l'Internet, prêter, distribuer et vendre des thèses partout dans le monde, à des fins commerciales ou autres, sur support microforme, papier, électronique et/ou autres formats.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur et des droits moraux qui protègent cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

In compliance with the Canadian Privacy Act some supporting forms may have been removed from this thesis.

Conformément à la loi canadienne sur la protection de la vie privée, quelques formulaires secondaires ont été enlevés de cette thèse.

While these forms may be included in the document page count, their removal does not represent any loss of content from the thesis.

Bien que ces formulaires aient inclus dans la pagination, il n'y aura aucun contenu manquant.


Canada

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé :

PRODUCTION D'EAU CHAUDE DOMESTIQUE DANS LES MAISONS À
CONSOMMATION ÉNERGÉTIQUE NETTE ZÉRO

présenté par : PICARD Daniel

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. OLIVIER, Guy, Ph.D., président

M. BERNIER Michel, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. VO, Huu Duc, Ph.D., membre

DÉDICACE

À ma marraine Céline Picard

À mon parrain Roberto Martinuzzi

À Mes parents

REMERCIEMENTS

Ce travail a été possible grâce à la contribution directe ou indirecte de plusieurs personnes à qui j'aimerais témoigner ma reconnaissance.

Je souhaite remercier particulièrement mon directeur de recherche, le professeur Michel Bernier qui, par sa rigueur, son dévouement et son encadrement a contribué à la réussite de ce travail.

Cet ouvrage est financé en partie par le Réseau de recherche sur les bâtiments solaires faisant partie du Programme de subventions de réseaux stratégiques du Conseil de Recherche en Sciences Naturelle et Génie du Canada.

L'enthousiasme de l'équipe *d'Abondance Montréal* composé des architectes Rob Miners et Vouli Mamfredis de Studio MMA, de Christopher Sweetnam-Holmes et Cheryl Gladu d'EcoCité Developments et Robert Deschamps de Construction Sodero, et plus particulièrement à M. Roland Charneux, ing. de la firme Pageau Morel et Associés qui a contribué à la rédaction d'un article, a permis d'orienter la recherche vers des nouveaux horizons.

Merci à Cynthia Cruickshank, Steven Harrison et Julien Renaud de l'Université Queen's à Kingston pour le modèle d'échangeur de chaleur à convection naturelle et pour avoir rendu mon court séjour chez eux si agréable.

Aux éminents membres du jury de ce mémoire, je dis merci pour leur contribution.

À mes parents qui m'ont toujours appuyé dans mon cheminement et qui ont toujours été présents pour moi.

À ma copine Brigitte, merci pour son appui et son encouragement.

À mon cousin et parrain, le Dr. Robert Martinuzzi, professeur à l'Université de Calgary qui m'a inspiré pour mon choix de carrière.

Je remercie mes collègues de l'équipe du professeur Bernier, Ali, Demba et Krassimira. L'aide de Michaël Kummert, ancien post-doctorant, a aussi été indispensable pour démarrer les simulations énergétiques sous TRNSYS.

Enfin, j'aimerais remercier mes amis, particulièrement, Hugo, Charles-André, Martin, Michaël, Alexandre V., avec qui je garde une amitié à toute épreuve depuis le secondaire, ainsi qu'Alexandre P, Julien, Zuya et mes amis de Folie Technique.

RÉSUMÉ

L'objectif de ce mémoire est d'examiner les façons de produire de l'eau chaude domestique qui maximisent la fraction renouvelable en limitant l'utilisation de ressources non-renouvelables. L'étude est centrée sur la récupération de chaleur des eaux grises (RCEG), la récupération des rejets thermiques d'une pompe à chaleur (PAC) géothermique grâce à un désurchauffeur et le captage d'énergie solaire au moyen de capteurs solaires thermiques.

Le logiciel TRNSYS est utilisé pour simuler les différentes configurations. Des nouveaux modèles portant sur le désurchauffeur et le récupérateur de chaleur des eaux grises ont été développés pour cette étude. Un modèle d'échangeur de chaleur à convection naturelle (ECCN), inspiré des travaux à l'Université Queen's est également utilisé. Enfin, une attention particulière a été portée sur la génération de profils de consommation d'eau chaude pour différentes catégories de demande. Ces derniers ont été produits avec un pas de temps d'une minute grâce au logiciel DHW-Calc.

Les résultats présentés dans ce mémoire sont divisés en deux parties. Dans la première partie, les systèmes de production d'eau chaude comprenant diverses combinaisons de RCEG et de système solaire sont investiguées. Dans la seconde partie, diverses configurations de systèmes de production d'eau chaude domestique sont simulés pour un triplex à consommation énergétique nette zéro.

Les résultats montrent que le RCEG récupère le maximum d'énergie lorsqu'il préchauffe toute l'eau nécessaire pour les douches. Par contre, lorsqu'il est combiné à un système solaire c'est la configuration où seule l'eau froide est préchauffée par le RCEG qui produit la fraction renouvelable la plus élevée.

L'ajout d'un RCEG à un système de production d'eau chaude conventionnel permet de réduire le volume du réservoir requis. Il permet aussi une augmentation du débit maximum des douches « confortables ».

Pour les systèmes solaires, les résultats montrent que : i) une augmentation de la surface des capteurs et du volume de stockage a pour effet d'augmenter la fraction renouvelable; ii) pour des faibles volumes de stockage, l'angle optimal d'orientation des capteurs se déplace vers l'est; iii) une augmentation de la consommation d'eau chaude a pour effet de diminuer la fraction renouvelable.

Pour le triplex à consommation énergétique nette zéro, le système de production d'eau chaude est composé d'un système solaire classique combiné à un RCEG et aux désurchauffeurs des trois PAC géothermiques du bâtiment. L'énergie excédentaire produite par les capteurs solaires surdimensionnés peut être récupérée en installant un second réservoir et en vendant cette énergie aux bâtiments adjacents. Il est donc possible d'obtenir une fraction renouvelable supérieure à 1. Finalement l'ajout d'ECCN est examiné pour des systèmes dans lesquels les réservoirs sont en série ou en parallèle. Les résultats montrent qu'une fraction renouvelable supérieure à 1 n'est possible que pour l'arrangement en série.

ABSTRACT

The objective of this master's thesis is to examine various ways of producing domestic hot water (DHW) which maximize the renewable fraction by reducing the use of non-renewable resources. This study focuses on grey water heat recovery through the use of a Gravity Film heat eXchanger (GFX), desuperheaters of geothermal heat pumps and solar energy production through thermal solar panels.

The TRNSYS software is used to simulate the configurations analyzed. New models for desuperheaters and the GFX have been developed for this study. A natural convection heat exchanger (NCHE) model, based on studies performed at Queen's University, has also been used. Finally, domestic hot water profiles for different draw categories are produced for one-minute time steps using the DHW-calc program.

The results in this thesis are divided in two parts. In the first part, different combinations of GFX and solar domestic hot water systems are investigated. In the second part, different configurations of domestic hot water systems for a net zero energy triplex are simulated.

Results indicate that the GFX recuperates the maximum amount of energy when it preheats all the water used in the showers. When combined to a solar system, the highest renewable fraction is achieved when the cold water used in the showers is preheated by the GFX.

Adding a GFX to a classical DHW production system reduces the storage volume required. It also increases the threshold at which the flow rate to showers becomes "uncomfortable".

For the thermal solar systems, the results show that: i) an increase in the collector surface increases the renewable fraction; ii) for small storage volumes, the optimal

azimuth of the solar panels is displaced to the east; iii) an increase in the domestic hot water demand reduces the renewable fraction.

For the net zero energy triplex, the DHW production system is composed of a GFX, desuperheaters from the three geothermal heat pumps and a solar system. The excess energy produced by the oversized solar collectors can be recovered by installing a second reservoir and selling it to neighbours. The DHW production can then yield a renewable fraction greater than 1. Finally, NCHEs are investigated for groups of reservoirs installed in parallel or in series. The results show that a renewable fraction greater than 1 is only possible for the series arrangement.

TABLE DES MATIÈRES

Dédicace	iv
Remerciements	v
Résumé	vii
Abstract	ix
Table des matières	xi
Liste des tableaux	xiv
Liste des figures	xvi
Liste des annexes	xx
Liste des sigles et Abrviations et nomenclature	xxi
Introduction	1
Chapitre 1 Revue des systèmes de production d'eau chaude existants	5
1.1 Introduction	5
1.2 Chauffe-eau à réservoir de stockage	5
1.3 Chauffe-eau sans réservoir	7
1.4 Systèmes intégrés de chauffage des locaux et de l'eau	8
1.5 Chauffe-eau solaires	9
1.6 Chauffage de l'eau à l'aide de pompes à chaleur	11
1.7 Les désurchauffeurs	13
1.8 Récupérateur de chaleur des eaux grises	17
1.9 Conclusion	20
Chapitre 2 Méthodologie	22
2.1 Introduction	22
2.2 Méthode f -chart	22
2.3 Description de TRNSYS	25
2.3.1 Fichiers d'entrée	27
2.3.2 Modèles standards utilisés	28

2.4 Échangeur de chaleur à convection naturelle.....	34
2.5 Récupérateur de chaleur des eaux grises.....	39
2.5.1 Modélisation des RCEG.....	41
2.5.2 Vérification des constantes de temps du RCEG	44
2.5.3 Étude de sensibilité de la constante de temps sur l'énergie récupérée par le RCEG	50
2.6 Désurchauffeur.....	53
2.7 Conclusion.....	55
Chapitre 3 Génération des profils d'eau chaude	56
3.1 Introduction.....	56
3.2 Profils horaires classiques.....	56
3.3 Travaux de Lowenstein et Hiller (1996).....	57
3.4 Méthodologie utilisée par le logiciel DHW-Calc.....	57
3.4.1 Nombre probable d'événements.	58
3.4.2 Période de chacune des demandes.	62
3.5 Conclusion.....	66
Chapitre 4 Production d'eau chaude à l'aide de récupérateurs de chaleur des eaux grises et de systèmes solaires	68
4.1 Introduction.....	68
4.2 Définition de la fraction renouvelable.....	68
4.3 Différentes options de raccordements du RCEG avec et sans système solaire.....	69
4.3.1 Systèmes étudiés	69
4.3.2 Résultats et Discussion.....	73
4.4 Impact du RCEG sur le dimensionnement du réservoir d'eau chaude	79
4.4.1 Système étudié	79
4.4.2 Résultats et Discussion.....	81
4.5 Optimisation de la production d'eau chaude solaire dans les maisons à consommation énergétique nette zéro	86
4.5.1 Système étudié	87

4.5.2 Simulations.....	88
4.5.3 Résultats et Discussion.....	90
4.6 Conclusion.....	96
Chapitre 5 Application : Système de production d'eau chaude d'un triplex à consommation énergétique nette zéro	97
5.1 Introduction.....	97
5.2 Consommation d'eau chaude	99
5.3 Étude de l'influence du désurchauffeur et du transfert d'énergie à la phase II....	101
5.3.1 Méthodologie de simulation.....	103
5.3.2 Résultats et Discussion.....	105
5.4 Configuration utilisant un échangeur de chaleur à convection naturelle	112
5.4.1 Méthodologie de simulation.....	113
5.4.2 Résultats et Discussion.....	118
5.5 Conclusion.....	124
Conclusion	126
Références	130
Annexes.....	137

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1 Étendue des paramètres de conception des systèmes solaires utilisés dans l'élaboration de la méthode f-chart	23
Tableau 2.2 Coefficients utilisés dans l'équation (2.6).....	29
Tableau 2.3 Caractéristique des réservoirs utilisés	31
Tableau 2.4 Énergie récupérée par le RCEG en fonction de la constante de temps en opération pour une demande journalière de 240 l/j (pour une constante de temps en attente de 300s)	52
Tableau 2.5 Énergie récupérée par un RCEG en fonction de la constante de temps en attente pour une demande journalière de 240 l/j (pour une constante de temps en opération de 30s).....	52
Tableau 2.6 COP et capacité de production d'eau chaude (CPC) de la PAC Tranquility™ TT 27 modèle 026 opérant à charge partielle.....	54
Tableau 3.1 Données utilisées pour générer les profils de demande de 240 l/jour.....	59
Tableau 3.2 Probabilité d'obtenir un évènement d'eau chaude pour chaque intervalle de temps pour la semaine et la fin de semaine	62
Tableau 4.1 Configurations RCEG-Solaire à l'étude	70
Tableau 4.2 Sommaire des résultats annuels.....	76
Tableau 4.3 Paramètres variés lors des simulations.....	81
Tableau 4.4 Échange d'énergie dans les diverses composantes du système de production d'eau chaude	83
Tableau 4.5 Température moyenne d'eau chaude domestique	85
Tableau 4.6 Débit maximum possible dans le système de production d'ECD en fonction du volume pour un système avec RCEG et sans RCEG	86
Tableau 4.7 Paramètres qui ont été variés lors des simulations	90

Tableau 4.8 Consommation électrique pour une surface de panneaux solaires de 12 m ² , un stockage de 60 l/m ² un azimut de 0° et une inclinaison de 60°	96
Tableau 5.1 Consommation d'eau chaude du triplex.....	100
Tableau 5.2 Données utilisées pour générer les profils de demande de 287 l/jour	100
Tableau 5.3 Configurations étudiées.....	105
Tableau 5.4 Variation des paramètres de simulation	105
Tableau 5.5 Échanges d'énergie au niveau du RCEG et du désurchauffeur	106
Tableau 5.6 Fraction renouvelable mensuelle pour la configuration 4a pour 10 m ² de collecteurs solaires inclinés à 30° et un volume de stockage de 600 litres.....	107
Tableau 5.7 Comparaison de la fraction renouvelable avec et sans vente à la phase II pour les configurations 2 et 4a pour une surface de collecteurs de 10 m ² , un volume de stockage de 600 litres et une inclinaison de 30°	108
Tableau 5.8 Coefficients utilisés dans l'équation (2.6).....	114
Tableau 5.9 Configurations étudiées dans le système en série	115
Tableau 5.10 Configurations étudiées dans le système en parallèle	117
Tableau 5.11 Résultats de simulations à l'heure 4640 pour le système en série	118
Tableau 5.12 Puissance échangée dans les composantes de la boucle solaire à l'heure 4640 pour le système en série.	119
Tableau 5.13 Résultats de simulations à l'heure 4644 pour le système en parallèle	120
Tableau 5.14 Puissance échangée dans les composantes de la boucle solaire à l'heure 4644 pour le système en parallèle.	120
Tableau 5.15 Sommaire des résultats.....	122
Tableau 5.16 Énergie solaire transférée dans chaque réservoir	123
Tableau 5.17 Pertes thermiques dans les réservoirs solaires.....	124

LISTE DES FIGURES

Figure 0.1 Consommation énergétique d'une maison par catégories (NRCan, 2006b).....	1
Figure 0.2 Sources d'énergie potentielles pour la production d'eau chaude	3
Figure 1.1 Schéma de chauffe-eau électrique sans réservoir (U.S. DOE, 2005)	8
Figure 1.2 Système solaire pompé indirect	9
Figure 1.3 Système à thermosiphon	10
Figure 1.4 PAC air-eau	11
Figure 1.5 PAC géothermique avec désurchauffeur en mode chauffage.....	14
Figure 1.6 Exemple de récupérateur de chaleur des eaux grises.....	19
Figure 2.1 (haut) Schéma du système simulé; (bas) assemblage correspondant dans TRNSYS.....	26
Figure 2.2 Variation de la température de l'eau de l'aqueduc de Montréal	28
Figure 2.3 Nœud des réservoirs	30
Figure 2.4 Hauteur des réservoirs en fonction de leur volume	31
Figure 2.5 Niveau d'isolation dans les réservoirs d'eau chaude	32
Figure 2.6 Système de production d'eau chaude avec échangeur de chaleur à convection naturelle	35
Figure 2.7 Schéma de l'échangeur de chaleur à convection naturelle branché au réservoir solaire	36
Figure 2.8 RCEG installé dans une résidence multifamiliale	40
Figure 2.9 Représentation schématique du RCEG.....	41
Figure 2.10 Efficacité du GFX (modèle G3-60) en fonction du débit volumique dans le drain pour différents ratios de débits volumiques serpentins/drain (0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1.0)	42
Figure 2.11 Comportement transitoire du modèle du GFX	43
Figure 2.12 Schéma d'une paroi de RCEG réelle (à gauche) et idéalisée (à droite).....	45

Figure 2.13 Constantes de temps (en secondes) en fonction des coefficients de transfert de chaleur \bar{h}_d et \bar{h}_s	49
Figure 2.14 Schéma du système.....	51
Figure 2.15 Schéma de fonctionnement du désurchauffeur.....	53
Figure 3.1 Profil de consommation de Perlman et Mills (1985).....	57
Figure 3.2 Distribution de probabilité des douches	60
Figure 3.3 Nombre de douches en fonction du débit	61
Figure 3.4 Demande en eau chaude moyenne pour la semaine (gauche) et la fin de semaine (droite) pour le profil de Lowenstein & Hiller (1996) et celui par défaut de DHW-Calc.....	63
Figure 3.5 Exemple d'utilisation de la méthode des fréquences cumulées	65
Figure 3.6 Débits des trois premiers jours d'opération pour la douche et autres débits et somme des deux débits	66
Figure 4.1 Schéma des différentes options étudiées	70
Figure 4.2 Représentation TRNSYS de l'option 3	72
Figure 4.3 Représentation TRNSYS du système solaire.	72
Figure 4.4 Températures dans le système pour les trois premiers jours d'opération pour la configuration #4	74
Figure 4.5 Moyenne journalière d'énergie électrique achetée pour la production d'eau chaude pour chaque mois.....	75
Figure 4.6 Température dans le bas des réservoirs pour les jours 2 et 3 pour les configurations 2 et 4.....	78
Figure 4.7 Schéma du système de production d'eau chaude avec un RCEG	80
Figure 4.8 (en bas) Températures dans le réservoir pour un volume de 184 l et (en haut) débit pour une configuration (à gauche) sans RCEG, (à droite) avec RCEG	82
Figure 4.9 Système de production d'eau chaude servant à l'étude paramétrique	87
Figure 4.10 Simulation TRNSYS	89

Figure 4.11 (de gauche à droite) Énergie solaire annuelle reçue par un plan quelconque (en kWh/m ²) pour Montréal, Calgary et Vancouver en fonction de l'azimut et de l'inclinaison du plan pour un albédo de 0.2	91
Figure 4.12 Fraction renouvelable (gauche) et consommation électrique en kWh (droite) pour une surface de 6 m ² , un stockage de 60 l/m ² et une consommation de 240 l/jour.....	92
Figure 4.13 (de gauche à droite) Fraction renouvelable pour une variation de la surface des panneaux de 4 m ² , 6 m ² 9 m ² et 12 m ² pour un stockage de 60 l/m ² et d'une consommation d'eau chaude de 240 l/jour.....	93
Figure 4.14 (de gauche à droite) Fraction renouvelable pour une variation du stockage de 20 l/m ² , 40 l/m ² et 60 l/m ² pour une surface de panneaux solaires de 4 m ² et une consommation d'eau chaude de 360 l/jour.....	94
Figure 4.15 (de gauche à droite) Fraction renouvelable pour une variation de la consommation en eau chaude de 120 l/jour, 240 l/jour et 360 l/jour pour une surface de panneaux solaires de 4 m ² et un stockage de 20 l/m ²	94
Figure 4.16 (de gauche à droite) Fraction renouvelable pour un système avec une surface de panneaux solaires de 9 m ² , un stockage de 60 l/m ² et une consommation en eau chaude de 240 l/jours installé à Montréal, QC, Calgary, AB et Vancouver, CB.....	95
Figure 5.1 Triplex EQUilibrium (a et b) et Phase II projetée (c).....	98
Figure 5.2 Schéma du système de production d'eau chaude simulé dans cette étude....	102
Figure 5.3 Assemblage TRNSYS du système de production d'eau chaude	104
Figure 5.4 (de gauche à droite) Fraction renouvelable pour une pente de 30° pour les configurations suivantes : 1a, 2, 3 et 4a.....	109
Figure 5.5 (de gauche à droite) Fraction renouvelable pour une pente de 90° pour les configurations suivantes : 1a, 2, 3 et 4a.....	110
Figure 5.6 (de gauche à droite) Fraction renouvelable pour une pente de 30° pour les configurations suivantes : 1b et 4b	111

Figure 5.7 Fraction renouvelable pour une pente de 30° pour les configurations 4a et 4b, basé sur l'aire totale des panneaux solaires	112
Figure 5.8 Système en série	115
Figure 5.9 Système en parallèle	117

LISTE DES ANNEXES

Annexe A Autres profils d'eau chaude	137
Annexe B Efficacité du récupérateur de chaleur des eaux grises	139
Annexe C Données de performance de la pompe à chaleur Tranquility TT27.....	141
Annexe D Ensemble des résultats de l'analyse paramétrique de la section 4.5.....	144
Annexe E Résultats additionnels relatifs à la section 5.3.....	149

LISTE DES SIGLES ET ABBRVIATIONS ET NOMENCLATURE

Abréviations

Sigle	Valeur
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CCTR	Centre Canadien des Technologies Résidentielles
CNRC	Conseil National de Recherche du Canada
COP	Coefficient de performance
CPC	Capacité de production d'eau chaude
CWEC	Canadian Weather for Energy Calculations
DHW	Domestic Hot Water
DOE	US Department of Energy
ECCN	Échangeur de chaleur à convection naturelle
ECD	Eau Chaude Domestique
EER	Energy efficiency ratio
EFD	Eau froide domestique
EFD _o	Eau froide des douches
GFX	Gravity Film heat eXchanger
IEA	International Energy Agency
NZEHH	Net Zero Energy Healthy Homes
RCEG	Récupérateur de chaleur des eaux grises
RECIRC	Recirculation
PAC	Pompe À Chaleur
SCHL	Société Canadienne d'Hypothèque et de Logement
TEE	Température d'eau à l'entrée de la PAC
TRNSYS	TRaNsient SYstems Simulation program

Nomenclature

Symbole	Quantité	Unités
<i>A</i>	Surface d'échange de chaleur	[m ²]

Symbole	Quantité	Unités
A_c	Surface de capteurs	[m ²]
A_d	Surface d'échange de chaleur dans le drain	[m ²]
A_s	Surface d'échange de chaleur dans le serpentin	[m ²]
c_0	Premier coefficient dans l'équation d'efficacité du capteur solaire	[-]
c_1	Deuxième coefficient dans l'équation d'efficacité du capteur solaire	[kJ/h·m ² ·K]
c_2	Troisième coefficient dans l'équation d'efficacité du capteur solaire	[kJ/h·m ² ·K ²]
c_c	Chaleur massique du cuivre	[kJ/kg K]
$C_{r,mod}$	Ratio des capacités thermiques modifié	[-]
c_p	Capacité thermique du fluide	[kJ/kg-K]
$c_{p,n}$	Capacité thermique du fluide dans la boucle de convection naturelle	[kJ/kg-K]
$c_{p,f}$	capacité thermique du fluide dans la boucle d'écoulement forcé	[kJ/kg-K]
D	Diamètre	[m]
F_R	Facteur d'évacuation de chaleur	[-]
F_R'	Facteur du rendement des capteurs	[-]
F_{ren}	Fraction renouvelable	[-]
$f_{f-chart}$	Fraction solaire (f -chart)	[-]
f	Facteur d'amortissement du RCEG	[-]
G	Rayonnement solaire	[W/m ²]
g	Constante gravitationnelle	[m/s ²]
H_{ECCN}	Hauteur de l'échangeur de chaleur à convection naturelle	[m]
$H_{réservoir}$	Hauteur du réservoir	[m]

Symbole	Quantité	Unités
H_{tuyau}	Hauteur du tuyau	[m]
\bar{H}_T	Rayonnement journalier moyen incident sur le capteur solaire par unité de surface	[kWh/m ²]
\bar{h}	Coefficient de transfert de chaleur moyen	[kJ/kg K]
\bar{h}_d	Coefficient de transfert de chaleur moyen dans le drain	[kJ/kg K]
\bar{h}_s	Coefficient de transfert de chaleur moyen dans le serpentin	[kJ/kg K]
$I(t)$	Probabilité jusqu'au temps t	[-]
k	Conductivité thermique	[kJ/kg K]
k_c	Conductivité thermique du cuivre	[kJ/kg K]
L	Longueur caractéristique	[m]
\dot{m}	Débit massique	[kg/s]
\dot{m}_d	Débit massique dans le drain	[kg/s]
\dot{m}_f	Débit massique dans la boucle de convection forcée	[kg/s]
\dot{m}_{\min}	Débit minimum	[kg/s]
\dot{m}_s	Débit massique dans le serpentin	[kg/s]
\dot{m}_t	Débit massique dans la boucle de convection naturelle	[kg/s]
N	Nombre de jours	[-]
$N_{\text{événement}}$	Nombre d'événements	[-]
NTU	Nombre d'unités de transfert	[-]
NTU_{mod}	Nombre d'unités de transfert modifié	[-]
ΔP	Variation de pression	[Pa]
$\text{Prob}(x)$	Probabilité d'une variable x	[-]
$p_x(t)$	Probabilité d'une catégorie x au temps t	[-]
$p_{x,\text{jour}}(t)$	Probabilité journalière d'une catégorie x au temps t	[-]

Symbole	Quantité	Unités
$p_{x,semaine}(t)$	Probabilité hebdomadaire d'une catégorie x au temps t	[-]
$p_{x,année}(t)$	Probabilité annuelle d'une catégorie x au temps t	[-]
$p_{x,vacances}(t)$	Probabilité des vacances d'une catégorie x au temps t	[-]
Q_{aux}	Énergie des éléments chauffants	[kWh]
Q_{charge}	Énergie requise pour le chauffage de l'eau chaude ou du bâtiment	[kWh]
$Q_{douches}$	Énergie requise par les douches	[kWh]
Q_{ECD}	Énergie requise par l'eau chaude domestique	[kWh]
Q_f	Énergie maximale possible	[kJ]
Q_{PAC}	Énergie produite par la pompe à chaleur	[kWh]
Q_{pertes}	Pertes de chaleur	[kWh]
$Q_{PhaseII}$	Énergie transférée à la phase II	[kWh]
Q_{RCEG}	Énergie récupérée par le RCEG	[kWh]
$Q_{solaire}$	Énergie fournie par les panneaux solaires	[kWh]
$Q_{réel}$	Transfert d'énergie réel	[kJ]
\dot{Q}	Débit volumique	[l/h]
\bar{Q}	Débit volumique moyen	[l/h]
q_{charge}	Perte de chaleur	[W]
q_d	Taux de transfert de chaleur dans le drain	[W]
q_s	Taux de transfert de chaleur dans le serpentin	[W]
q_x	Puissance échangée au point x	[W]
T	Température	[°C]
T_{∞}	Température loin de la surface	[°C]

Symbole	Quantité	Unités
T_a	Température ambiante	[°C]
\bar{T}_a	Température ambiante moyenne mensuelle	[°C]
\bar{T}_d	Température moyenne dans le drain	[°C]
$T_{d,i}$	Température à l'entrée du drain	[°C]
$T_{d,o}$	Température à la sortie du drain	[°C]
$T_{des,i}$	Température à l'entrée du désurchauffeur	[°C]
$T_{des,o}$	Température à la sortie du désurchauffeur	[°C]
T_{ECD}	Température moyenne de l'eau chaude domestique	[°C]
$T_{\text{Douche froide}}$	Température des douches froides	[°C]
T_s	Température de la surface	[°C]
\bar{T}_s	Température moyenne dans le serpentin	[°C]
$T_{s,i}$	Température à l'entrée du serpentin	[°C]
$T_{s,o}$	Température à la sortie du serpentin	[°C]
$T_{t,i}$	Température d'entrée de l'échangeur de chaleur dans la boucle de convection forcée	[°C]
$T_{t,o}$	Température de sortie de l'échangeur de chaleur dans la boucle de convection forcée	[°C]
T_0	Température initiale	[°C]
T_o	Température de sortie	[°C]
$\bar{T}_{\text{réservoir}}$	Température moyenne du réservoir	[°C]
\bar{T}_{RCEG}	Température moyenne dans le RCEG	[°C]
T_{ref}	Température de référence	[°C]
$T_{t,i}$	Température d'entrée de l'échangeur de chaleur dans la boucle de convection naturelle	[°C]

Symbole	Quantité	Unités
$T_{t,o}$	Température de sortie de l'échangeur de chaleur dans la boucle de convection naturelle	[°C]
t	Temps	[s ou j]
Δt	Intervalle de temps	[s]
U	Coefficient de transfert de chaleur	[W/m ² -K]
U_L	Coefficient de transfert de chaleur du capteur solaire	[]
V	Volume	[l ou m ³]
$W_{\text{compresseur}}$	Consommation d'énergie du compresseur	[kWh]
W_{des}	Consommation d'énergie de la pompe du désurchauffeur	[kWh]
W_{pompes}	Consommation d'énergie des pompes	[kWh]
W_{PS}	Consommation d'énergie de la pompe solaire	[kWh]
W_{P1}	Consommation d'énergie de la pompe acheminant l'énergie au réservoir solaire de la phase 1	[kWh]
W_{PAC}	Consommation d'énergie des pompes à chaleur	[kWh]
X	Groupe adimensionnel pour la méthode f -chart	[-]
X_c	Groupe adimensionnel pour la méthode f -chart corrigé	[-]
Y	Groupe adimensionnel pour la méthode f -chart	[-]

Lettres grecques

Symbole	Quantité	Unités
$(\overline{\tau\alpha})$	Produit absorbance-transmittance moyen	[-]
$(\tau\alpha)_n$	Produit absorbance-transmittance normal au capteur	[-]
β	Inclinaison des capteurs solaires	[°]
β_{exp}	Coefficient d'expansion volumique	[1/K]
ε	Efficacité de l'échangeur de chaleur	[-]

ε_{rp}	Efficacité de l'échangeur de chaleur en régime permanent	[-]
ε_{mod}	Efficacité modifiée de l'échangeur de chaleur	[-]
η	Efficacité des capteurs solaires	[-]
μ	Viscosité dynamique	[N s/m ²]
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
ρ_c	Densité du cuivre	[kg/m ³]
$\rho_{\bar{T}_{ECCN}}$	Densité à la température moyenne de l'échangeur de chaleur à convection naturelle	[kg/m ³]
$\rho_{\bar{T}_{réservoir}}$	Densité à la température moyenne du réservoir	[kg/m ³]
$\rho_{T_{i,i}}$	Densité à la température d'entrée de l'échangeur de chaleur dans la boucle de convection naturelle	[kg/m ³]
$\rho_{T_{i,o}}$	Densité à la température de sortie de l'échangeur de chaleur dans la boucle de convection naturelle	[kg/m ³]
σ	Écart type	[l/h]
τ	Constante de temps	[s]
τ_{op}	Constante de temps en opération	[s]
τ_{sb}	Constante de temps en attente	[s]

Nombres adimensionnels

Symbole	Quantité
Bi	Nombre de Biot
Gr_L	Nombre de Grashof en fonction de la longueur
Nu_D	Nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandtl

INTRODUCTION

La production d'eau chaude domestique (ECD) représente une part importante de la consommation totale d'une résidence canadienne typique (NRCan, 2006b). La figure ci-dessous montre la distribution de la consommation d'énergie dans le secteur résidentiel pour l'année 2004. Le chauffage représente plus de 58 % de l'énergie totale requise dans une maison, suivie par l'eau chaude domestique qui représente près du quart de la consommation totale. Les électroménagers, l'éclairage et la climatisation sont responsables de la portion restante.

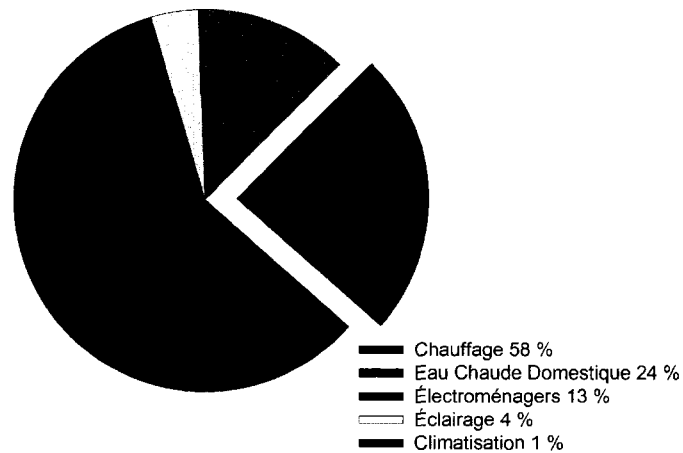


Figure 0.1 Consommation énergétique d'une maison par catégories (NRCan, 2006b)

Ces dernières années, des efforts majeurs ont été accomplis pour diminuer la part du chauffage et de la climatisation. De plus, le concept des maisons à consommation énergétique nette zéro commence à faire son apparition. Ce type de maison produit autant d'énergie renouvelable, généralement du solaire thermique et photovoltaïque, qu'elle consomme. En conséquence, le pourcentage de l'énergie requise pour la production d'eau chaude domestique a tendance à augmenter par rapport au chauffage. Par exemple, Biau et al. (2005) ont démontré que dans ces maisons efficaces, la

quantité d'énergie associée à la production d'eau chaude est aussi importante que la climatisation et le chauffage de la résidence.

Dans un climat nordique comme celui du Canada, les systèmes solaires de production d'eau chaude permettent de satisfaire environ 60 à 70 % des besoins en ECD. Les besoins sont presque entièrement comblés en été alors que la collecte hivernale est faible. Au final, le résultat est qu'une source d'appoint (généralement électrique) est requise pour combler les 30-40 % de besoins restants. Dans le contexte d'une maison à consommation énergétique nette nulle, il est donc impératif de limiter la consommation d'énergie électrique liée au chauffage de l'eau étant donné le coût élevé des modules photovoltaïques. Il est donc nécessaire de hausser le seuil d'énergie provenant de ressources renouvelable ou d'augmenter l'efficacité énergétique du chauffage de l'ECD.

La figure 0.2, montre trois sources d'énergie potentiellement utilisables pour le chauffage de l'ECD dans une maison dotée d'un système de chauffage avec pompe à chaleur géothermique. La première, très abondante, est l'énergie solaire. La seconde source d'énergie provient des rejets thermiques au condenseur de la pompe à chaleur géothermique qui peuvent être récupérés pour chauffer l'eau chaude domestique. Enfin, les rejets d'eau chaude à l'égout offrent un bon potentiel de récupération pour le préchauffage de l'eau.

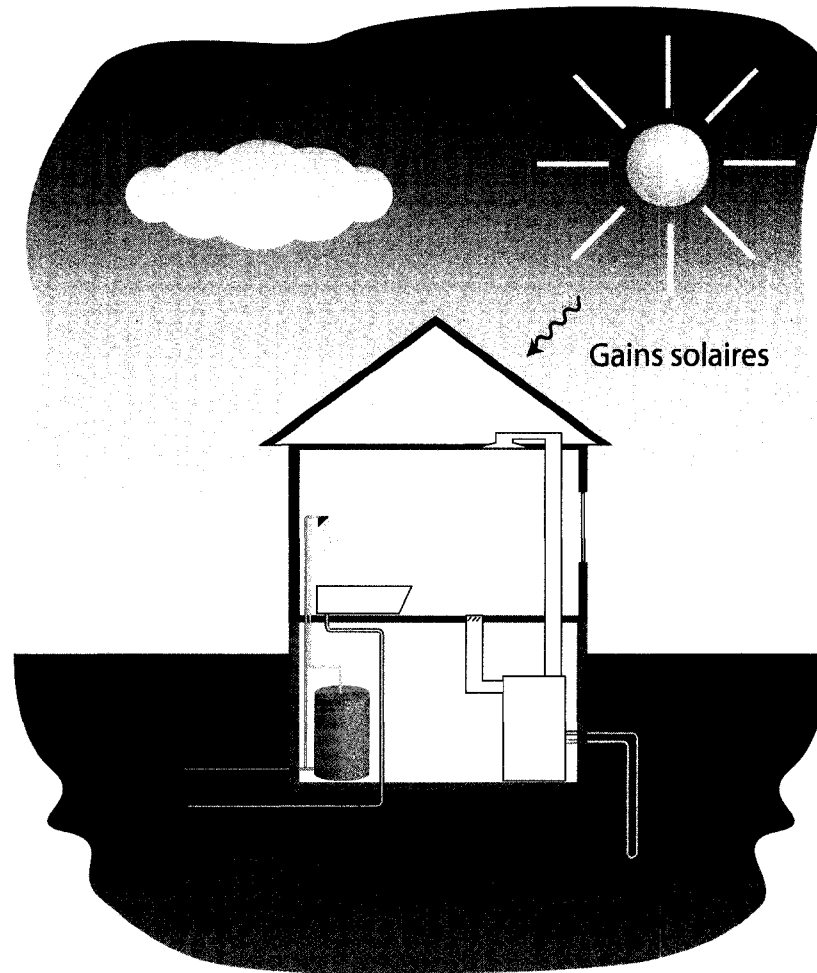


Figure 0.2 Sources d'énergie potentielles pour la production d'eau chaude

L'objectif de ce mémoire est d'examiner ces diverses sources et de proposer certaines configurations qui limiteraient l'utilisation d'électricité et de combustibles fossiles pour la production d'eau chaude domestique. Ces systèmes seront analysés et comparés au moyen de simulations réalisées avec le logiciel TRNSYS.

Ce mémoire est divisé en cinq chapitres. Le premier chapitre de cette étude passe en revue les méthodes de productions d'eau chaude domestiques existantes. Au début du second chapitre, la méthode f -chart, utile pour déterminer rapidement la fraction solaire d'un système de production d'eau chaude domestique, est brièvement décrite. Cette méthode ne peut s'appliquer dans les cas étudiés. C'est plutôt le logiciel TRNSYS qui

est utilisé; ce dernier est présenté dans ce chapitre. Ensuite, quelques modèles développés dans le cadre de ce travail sont présentés. Il s'agit, notamment, du modèle de l'échangeur à convection naturelle utilisé entre le réservoir d'eau chaude et le système solaire, du désurchauffeur, et du récupérateur de chaleur des eaux grises (RCEG).

La première section du chapitre 3 passe en revue les profils de consommation d'eau chaude généralement utilisés lors de simulations. Ces profils sont difficilement utilisables dans la présente étude. C'est pourquoi le logiciel DHW-Calc est utilisé. Il est décrit en détails dans ce chapitre et les profils minute par minute générés y sont présentés.

Le chapitre 4 débute par la définition de la fraction renouvelable qui sert de base de comparaison entre les différents systèmes étudiés. Ensuite, suivent une série de résultats de simulation pour différentes configurations. On examine d'abord la position optimale du RCEG. Cette information est importante puisqu'elle influence toutes les autres simulations. Une seconde analyse détermine l'influence de la présence du RCEG sur la diminution potentielle du volume du réservoir d'eau chaude. À la fin de ce chapitre, en combinant le RCEG avec un système solaire, on cherche à minimiser le chauffage d'appoint électrique.

Enfin, dans le chapitre 5, les acquis du chapitre précédent sont appliqués à un triplex à consommation énergétique nette zéro développé par *Abondance Montréal* dans le cadre d'un concours pancanadien lancé par la SCHL (Société Canadienne d'Hypothèques et de logement). La première partie de cette étude combine un récupérateur de chaleur des eaux grises, un désurchauffeur et un système solaire thermique. En plus de déterminer l'influence de chacun des composantes les unes sur les autres, la dimension optimale de chacune des composantes est déterminée. Enfin, pour réduire le coût du stockage et la consommation d'énergie des pompes, un nouveau système comprenant des échangeurs de chaleur à convection naturelle et des réservoirs standards branchés en série et en parallèle est étudié.

CHAPITRE 1

REVUE DES SYSTÈMES DE PRODUCTION D'EAU CHAUDE EXISTANTS

1.1 Introduction

Il existe plusieurs systèmes de production d'eau chaude domestique. Parmi les plus importants citons les chauffe-eau à réservoir de stockage, les chauffe-eau instantanés, les systèmes intégrés de chauffage des locaux et de l'eau, les chauffe-eau solaires, les pompes à chaleur air-eau et eau-eau, et les récupérateurs de chaleur des eaux grises (NRCan, 2006c). Cette section présente une description ainsi qu'une revue de la littérature de ces systèmes.

1.2 Chauffe-eau à réservoir de stockage

Les chauffe-eau à réservoir de stockage sont les systèmes de production d'eau chaude les plus courants au Canada (NRCan, 2006c). Les principales sources de chaleur utilisées sont : l'électricité, le gaz naturel, le mazout et le gaz propane. Le volume des réservoirs varie généralement de 100 à 400 litres ; leur capacité étant choisie en fonction des besoins. Si la capacité du réservoir est trop faible, la quantité d'eau chaude disponible est faible et pourrait ne pas subvenir aux besoins en période de pointe. En revanche, s'il est trop volumineux l'eau chaude demeure plus longtemps dans le réservoir et les pertes de chaleur aux parois sont élevées. Dans certains cas, ces pertes sont récupérées pour d'autres fins (chauffage des espaces par exemple) mais généralement elles sont des pures pertes.

Chauffe-eau électrique. Les chauffe-eau électriques sont généralement munis de deux éléments chauffants (dont la puissance de chacun est de l'ordre de 1 à 5 kW) fonctionnant en mode maître/esclave. Pour ce mode de fonctionnement, l'élément du

haut est prioritaire ; lorsque celui-ci atteint son point de consigne, l'élément situé dans le bas du réservoir se met en marche (Bouthillier & Bernier, 1995).

Ce type de chauffe-eau a été modélisé par Bouthillier et Bernier (1995) qui ont proposé un modèle transitoire unidimensionnel. Il est basé sur l'hypothèse que deux régions existent dans un chauffe-eau électrique, soit une zone de mélange au bas du chauffe-eau et une zone piston au-dessus de cette dernière. La seconde partie de leur étude tente de prédire la réduction de la consommation électrique de pointe en examinant quelques scénarios de délestage notamment en éteignant l'élément du bas pendant les périodes de pointe, ou toute la journée, ou encore en éteignant les deux éléments toute la journée. La première option permettrait des réductions de pointe d'environ 575 MW au réseau d'Hydro-Québec. Cependant, la désactivation des chauffe-eau pendant le jour déplace la demande électrique en soirée et occasionne une température de sortie de l'eau trop basse pour être acceptable.

L'étude expérimentale de Atabaki et Bernier (2001) montre bien les trois zones présentes dans un chauffe-eau électrique : soit une zone de mélange, la thermocline et la zone chaude. Ces mesures ont mené à l'établissement d'une corrélation empirique pour décrire l'évolution de la zone de mélange en fonction du temps. Dans une seconde étude, Atabaki et Bernier (2005) utilisent ces corrélations dans le modèle numérique de Bouthillier et Bernier (1995). Les résultats obtenus avec le modèle numérique se comparent avantageusement avec les résultats expérimentaux.

Chauffe-eau au gaz. Les chauffe-eau au gaz (naturel ou propane) ont une puissance de chauffe supérieure aux chauffe-eau électrique et de ce fait permettent de chauffer l'eau plus rapidement. Trois types de systèmes existent : les chauffe-eau à réservoir de stockage à évacuation ordinaire, ceux à évacuation forcée et les systèmes à condensation (Aguilar et al., 2005). Dans les systèmes à évacuation ordinaire, les produits de combustion sont évacués de façon naturelle et en conséquence les pertes de chaleur dans le conduit de cheminée ne peuvent pas être contrôlées. Les systèmes à évacuation forcée,

quant à eux, possèdent un ventilateur qui contrôle la vitesse d'évacuation des gaz d'échappement ; en conséquence, les pertes de chaleurs sont grandement diminuées. Dans les systèmes à condensation, la vapeur d'eau dans les produits de combustion est condensée permettant ainsi de récupérer l'énergie latente. Ce type de système est peu commun puisque leur coût peut atteindre jusqu'à deux fois celui d'un système conventionnel. Les faibles coûts d'énergie en Amérique du Nord ne permettent donc pas une période de récupération acceptable (NRCan, 2006a).

Amélioration du rendement. Le rendement des réservoirs, défini comme le rapport entre l'énergie fournie à l'utilisateur et l'énergie primaire alimentée, peut être amélioré en augmentant le niveau d'isolation des parois du réservoir d'eau chaude, en améliorant l'échange thermique entre l'élément chauffant (ou le brûleur) et l'eau, et en installant des pièges de chaleur à la sortie de façon à limiter la convection naturelle dans le tuyau de sortie (NRCan, 2006c). Dans les réservoirs alimentés au gaz, l'installation d'un dispositif d'allumage électronique évite l'utilisation d'une veilleuse permanente qui consomme une certaine quantité de combustible.

1.3 Chauffe-eau sans réservoir

Les chauffe-eau sans réservoir, aussi appelés chauffe-eau instantanés (NRCan, 2006c), ne possèdent pas de réservoir de stockage. Les pertes de chaleur généralement associées au réservoir sont donc considérablement réduites. Typiquement, le gaz naturel est utilisé mais on retrouve également des modèles électriques (figure 1.1). Dans ce dernier cas, la puissance des éléments chauffants est élevée car l'eau doit subir une forte augmentation de température pour être utilisable. Généralement, les chauffe-eau instantanés sont situés près du point d'utilisation, donc les pertes de chaleur dans la tuyauterie sont réduites de façon significative. Ces systèmes ne peuvent cependant pas fournir un débit élevé d'eau chaude. Ainsi, le débit maximum, selon les modèles et la source d'énergie utilisée varie

de 7 à 15 litres/minutes (U.S. DOE, 2005). Ce système est généralement utilisé en combinaison avec un autre dispositif de production d'eau chaude.

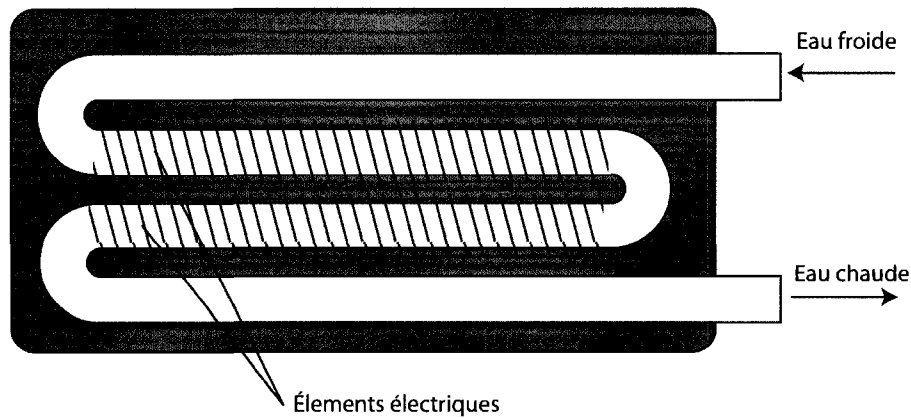


Figure 1.1 Schéma de chauffe-eau électrique sans réservoir (U.S. DOE, 2005)

1.4 Systèmes intégrés de chauffage des locaux et de l'eau

Ce type de système réchauffe l'eau chaude domestique au moyen d'un échangeur inséré dans la chaudière servant au chauffage de l'espace habitable. Cet arrangement permet des économies d'installations du système de chauffage et de production d'eau chaude domestique car une seule chaudière est requise. Le système de chauffage est conçu pour assurer le confort des occupants pour la journée la plus froide en hiver. Lorsque le chauffage du bâtiment n'est pas requis, la chaudière doit fonctionner pour assurer la production de l'eau chaude. Par conséquent, un appareil de trop grande capacité fonctionne pendant plusieurs mois de l'année à charge partielle pour répondre à la consommation d'eau chaude; de plus, les pertes aux parois de la bouilloire sont élevées. Un tel scénario se traduit par une production d'eau chaude à faible rendement (NRCan, 2006c); le rendement étant défini par la quantité de chaleur utile produite par unité d'énergie consommée.

Certaines améliorations ont été apportés à ces types de systèmes en installant un échangeur de chaleur à l'intérieur de la chaudière et en stockant l'eau chaude dans un réservoir extérieur isolé (Aguilar et al., 2005).

1.5 Chauffe-eau solaires

Il existe deux grandes familles de chauffe-eau solaires : les systèmes pompés et les systèmes à circulation naturelle. Dans le premier cas on retrouve les systèmes directs ou indirects. Dans les systèmes directs, l'eau provenant du réservoir d'eau chaude circule directement dans le capteur solaire. Ce type de système est applicable dans des climats où la température ambiante reste au dessus du point de congélation. Dans les systèmes indirects (figure 1.2), deux fluides sont utilisés : une eau glycolée circulant dans les capteurs solaires et l'eau du réservoir. Cette dernière est acheminée vers un échangeur de chaleur dans lequel il y a un échange de chaleur avec l'eau glycolée provenant des capteurs solaires.

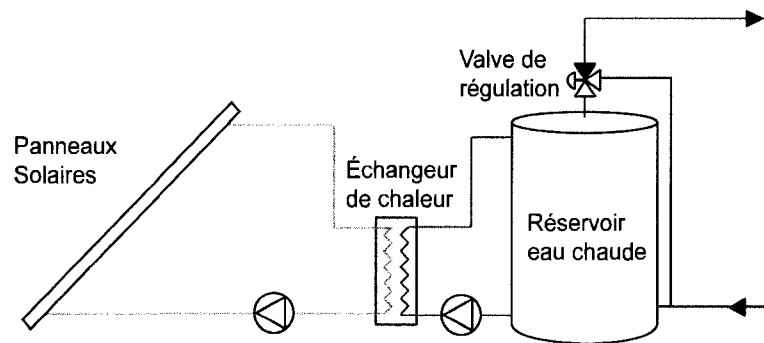


Figure 1.2 Système solaire pompé indirect

Du côté des systèmes à circulation naturelle, on retrouve les systèmes capteurs-stockage combinés et les systèmes à thermosiphon (figure 1.3). Le premier système est composé d'un ou de plusieurs réservoirs ou tubes insérés dans un boîtier vitré. L'eau ainsi préchauffée est acheminée vers le système de production d'eau chaude classique. Ce système ne peut être installé que dans un climat où la température ambiante ne descend pas sous le point de congélation. Le second système fonctionne selon le principe du thermosiphon. Ainsi, en installant des capteurs solaires sous un réservoir, il est possible d'établir une circulation naturelle qui fait que l'eau chaude des capteurs monte vers le réservoir et l'eau froide du réservoir descend vers le capteur (U.S. DOE, 2005). Puisque

l'eau est utilisée comme fluide caloporteur, le système ne peut pas fonctionner lorsque la température est inférieure à 0 °C. La figure 1.3 montre un tel système.

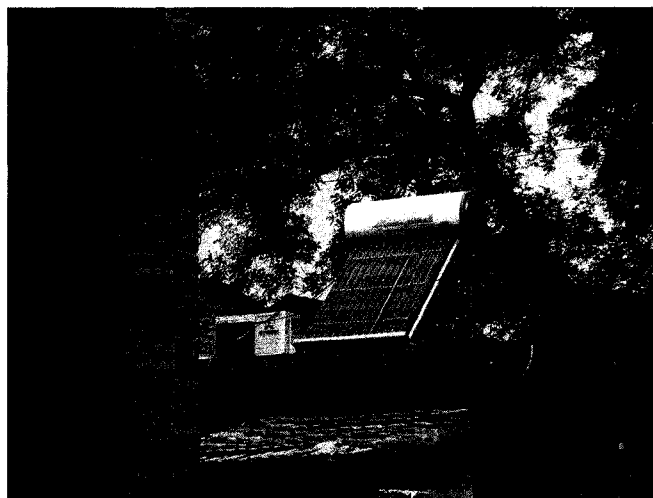


Figure 1.3 Système à thermosiphon

Plusieurs études sur les systèmes solaires existent dans la littérature. Deux articles, pertinents pour la présente étude, seront présentés ici.

Selon Hollands et Lightstone (1989) la performance d'un système de production d'eau chaude domestique solaire peut être augmentée significativement en faisant circuler le liquide caloporteur à faible débit (environ 0.002 kg/s-m^2). Bien qu'un faible débit dans les capteurs solaires diminue le rendement de ceux-ci, le rendement global du système solaire est amélioré grâce à une meilleure stratification du réservoir solaire. Les auteurs affirment que le rendement théorique du système de production d'eau chaude solaire peut être amélioré de 38 % comparé à un système avec un réservoir mélangé. Une étude sur un montage expérimental citée dans cet article rapporte un rendement supérieur de 17 % pour un système à faible débit (0.0025 kg/s-m^2) comparativement à un système à débit élevé (0.02 kg/s-m^2). Le coût initial d'installation est aussi diminué puisque la dimension des pompes et de la tuyauterie peuvent être réduite.

Dans un article écrit par Barley, Torcellini et al. (2004), une maison à faible consommation d'énergie dans un climat froid et ensoleillé est étudiée. L'eau chaude

domestique est chauffée par un système solaire actif et un système d'appoint de gaz liquéfié de pétrole. La surface totale de collection est de 11.1 m² incliné à un angle de 55° (latitude +15°). Le système de production d'eau chaude domestique s'est avéré si efficace que seuls quelques jours en décembre et janvier requièrent l'utilisation du système auxiliaire. Autrement, le système auxiliaire doit être déconnecté, car son réservoir perd de la chaleur produite par les panneaux solaires. Aidé par les habitudes de vie des occupants, les besoins en eau chaude domestique sont presque comblés à 100 % par les panneaux solaires.

1.6 Chauffage de l'eau à l'aide de pompes à chaleur

Les pompes à chaleur peuvent être utilisées pour produire de l'eau chaude sanitaire. Plusieurs arrangements sont possibles dont trois seront décrits ci-dessous. Le premier système concerne les pompes à chaleur (PAC) air-eau spécialement conçues pour le chauffage de l'eau chaude sanitaire. Ces pompes à chaleur puisent l'énergie de l'air intérieur ou extérieur de la maison pour réchauffer l'eau chaude. La figure 1.4 montre une PAC air-eau servant à chauffer l'eau chaude domestique.

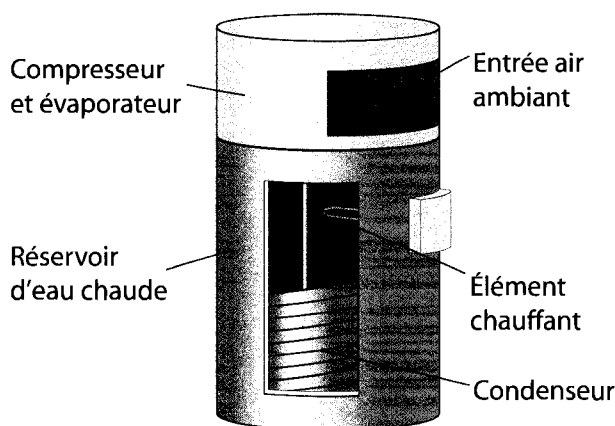


Figure 1.4 PAC air-eau

L'air circulant dans l'évaporateur doit être relativement chaud, soit entre 4.4 °C et 32.2 °C (U.S. DOE, 2005) ; en conséquence, dans les climats plus froids, l'air devra être puisé à l'intérieur de la maison. Si c'est le cas, le chauffe-eau refroidira la pièce où il est

installé ; en hiver, la demande en chauffage sera donc accrue alors qu'en été la demande en climatisation sera diminuée. Du fait de leur petite puissance de chauffe, ces PAC réchauffent l'eau moins rapidement que les chauffe-eau électriques. Pour pallier à ce problème, la plupart de ces unités sont munies d'un système auxiliaire électrique. Finalement, ces systèmes ont généralement un coût d'achat plus élevé mais ils consomment moins d'énergie que les chauffe-eau électriques (Aguilar et al., 2005).

Les PAC géothermiques de type eau-eau peuvent également produire de l'eau chaude en puisant une partie de l'énergie requise du sol. Ces appareils peuvent produire l'eau chaude toute l'année puisque la température du sol reste relativement constante toute l'année, contrairement aux PAC air-eau qui utilisent l'air extérieur. Dans certaines conditions, ces systèmes consomment 30 % moins d'énergie que les PAC air-eau (Aguilar et al., 2005). Cependant, les coûts initiaux d'installation sont relativement élevés puisque des puits géothermiques doivent être creusés. La température maximale de l'eau chaude obtenue par les PAC géothermique eau-eau vendues en Amérique du nord est d'environ 45 °C. Normalement, la température requise pour l'eau chaude domestique se situe entre 55 et 60 °C.

Il existe des PAC opérant à haute température. C'est le cas notamment des PAC utilisant le CO₂ comme réfrigérant, contrairement aux PAC conventionnelles qui utilisent du R-134a (1,1,1,2-tetrafluoroethane) ou du R-410a (mélange de R-32 ou difluoromethane et de R-125 ou pentafluoroethane), par exemple. Stene (2005) a testé ce type de PAC sous 3 modes, soit en chauffage seulement, en production d'eau chaude domestique seulement et en chauffage et production d'eau chaude domestique combiné. Le système étudié permet d'obtenir une température d'eau chaude entre 60 et 85 °C. Le condenseur de la PAC est composé de trois parties : d'un échangeur de chaleur permettant de préchauffer l'eau chaude, suivi d'un autre échangeur pour chauffer les locaux, et d'un dernier pour réchauffer l'eau chaude domestique à la température désirée. Le point de consigne de l'eau chaude domestique influence le coefficient de performance (COP) ;

une augmentation du point de consigne entraîne une diminution du COP. La température d'entrée de l'eau d'aqueduc a aussi une influence appréciable sur le COP de la pompe à chaleur ; le COP est plus élevé lorsque la température d'entrée d'eau est élevée. Le système « Eco Cute », commercialisé au Japon, est un système de production d'eau chaude utilisant une PAC au CO₂. Grâce à un COP moyen supérieur à 3.0, les coûts d'opération de ce système sont significativement moins élevés que les systèmes à eau chaude conventionnels fonctionnant à l'électricité (Japan Air Conditioning Heating & Refrigeration News, 2003; The Kansai Electric Power Co. Inc., 2007).

1.7 Les désurchauffeurs

Certaines pompes à chaleur, notamment les PAC géothermiques, sont quelquefois munies de désurchauffeurs. La figure 1.5 montre une telle PAC (l'orientation des flèches indique que la PAC est en mode chauffage). Un désurchauffeur est un échangeur de chaleur réfrigérant-eau situé entre le compresseur et le condenseur (Biaou Affouda & Bernier, 2005). Lorsque la PAC est en mode climatisation, elle fournit de l'énergie « gratuitement » à l'eau chaude à travers le désurchauffeur. Ainsi la charge au condenseur est réduite et conséquemment moins d'énergie est rejetée au sol. En mode chauffage, l'énergie récupérée par le désurchauffeur résulte en une diminution de la capacité en chauffage de la PAC. La PAC doit donc fonctionner plus longtemps pour combler les besoins en chauffage des locaux. Dans ce cas, l'eau chaude produite n'est pas « gratuite », mais elle néanmoins produite avec un COP élevé.

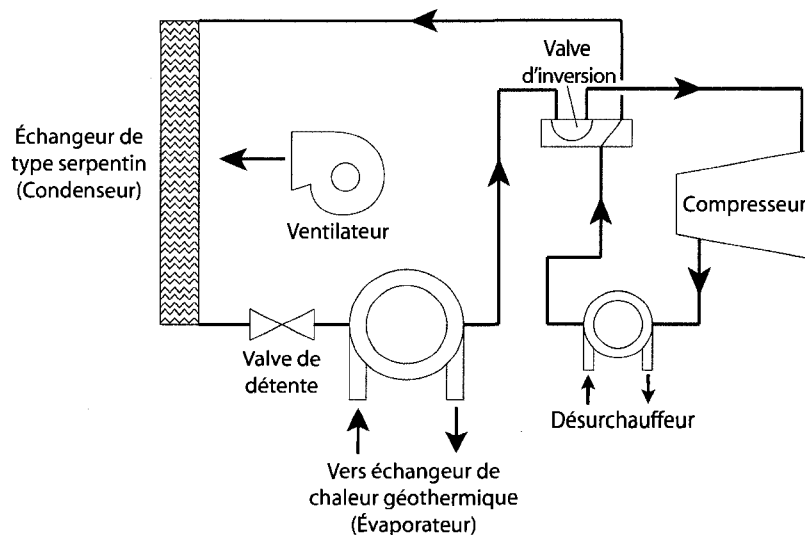


Figure 1.5 PAC géothermique avec désurchauffeur en mode chauffage

Baxter (1984) a comparé deux systèmes combinant le chauffage/climatisation et la production d'eau chaude domestique. Le premier système consiste en une PAC air-air et un réservoir à eau chaude standard équipés de deux éléments électriques. Le deuxième système utilise un désurchauffeur dans une PAC air-air. Un élément électrique installé dans le réservoir d'eau chaude agit comme système auxiliaire. Les deux systèmes possèdent un système auxiliaire électrique pour le chauffage des espaces pour les cas où la PAC ne suffit pas. Les résultats des tests démontrent que pour un système installé à Knoxville, TN, le désurchauffeur permet une réduction annuelle d'énergie électrique de 13 %. En hiver, la diminution de la consommation électrique dans le réservoir à eau chaude est en partie contrebalancée par une consommation accrue de l'élément chauffant utilisée pour le chauffage des locaux. Par contre, l'été, le désurchauffeur permet de réduire de façon appréciable la consommation électrique requise pour produire l'eau chaude.

Dans un article publié par Cook et al. (1986), une méthode simplifiée, provenant de la section 10.2.4 de la norme ASHRAE 116-1983, est utilisée pour déterminer les avantages de l'utilisation d'un désurchauffeur. Cette procédure utilise la méthode des fourchettes de température (Bin method en anglais) pour déterminer les données de

performances des équipements ainsi que la charge du bâtiment en fonction des conditions extérieures. La méthode de fourchettes de température permet de calculer les besoins en énergie pour des systèmes de chauffage qui dépendent de la température extérieure. La consommation énergétique est calculée pour les intervalles de température extérieure et multipliée par le nombre d'heures à cette fourchette de température (bin). La méthode 4.5 du « Federal Register » est utilisée pour les calculs de la consommation électrique du réservoir d'eau chaude domestique (R. E. Cook et al., 1986). Trois configurations différentes sont calculées pour une résidence de 240 m² située à Atlanta, GA ; une PAC avec désurchauffeur, une PAC et des éléments chauffants pour la production d'eau chaude domestique (sans désurchauffeur) et une PAC avec un coût d'achat initial plus faible (sans désurchauffeur). Les résultats montrent que le système muni d'un désurchauffeur permet des économies d'énergie annuelles de 14 % par rapport au système sans désurchauffeur.

Le dimensionnement du réservoir de stockage est un paramètre important. Si le réservoir sélectionné est trop petit il se remplit rapidement ce qui ne permet pas au désurchauffeur de fonctionner continuellement. Si, au contraire le réservoir est trop grand, l'énergie stockée est perdue à travers les parois du réservoir avant d'être utilisée. Cook (1990) a calculé le volume requis du réservoir de stockage associé à un désurchauffeur. Afin de calculer ce volume, il est nécessaire de connaître la puissance ainsi que le nombre d'heures d'utilisation du système de climatisation, l'efficacité du désurchauffeur, et le profil d'utilisation d'eau chaude des occupants. Les résultats montrent que des réservoirs de 40, 60, et 80 gallons sont requis pour des capacités respectives d'une ou deux tonnes de réfrigération (3.5-7 kW), de 2.5 à 3.5 tonnes (8.8-12.3 kW), et de 4 à 5 tonnes (14.1-17.6 kW). Dans tous les cas, l'élément électrique inférieur doit être désactivé. De plus, l'eau acheminée vers le désurchauffeur doit provenir du bas du réservoir alors que l'eau chaude provenant du désurchauffeur doit être introduite sous l'élément électrique supérieur près du sommet.

Un système composé d'une PAC air-air ainsi que d'un désurchauffeur a été instrumenté par D'Valentine et Goldschmidt (1990) afin de connaître ses performances. Les auteurs concluent que l'ajout d'un désurchauffeur augmente la performance en climatisation mais la diminue en chauffage. On y explique que l'effet du désurchauffeur sur la thermopompe dépend fortement des conditions d'opération, notamment le mode d'opération (chauffage/climatisation), la température extérieure ainsi que la température d'entrée de l'eau dans le désurchauffeur. De plus, pour les PAC munies d'une valve d'expansion, une condensation complète du réfrigérant à l'intérieur du désurchauffeur, sans aucune correction au niveau du design, mène à une chute des performances en climatisation.

Contrairement aux études précédentes qui utilisaient des désurchauffeurs rattachées à une PAC air-air, Faney et Dougherty (1992) testent un désurchauffeur raccordé à une PAC géothermique. Selon eux, contrairement aux PAC air-air, l'énergie fournie à l'eau chaude par le désurchauffeur rattaché à cette PAC est semblable que la PAC opère en chauffage ou en climatisation. Ceci est dû à une variation moins grande des températures d'alimentation à la PAC. Pour une résidence située à Gaithersburg MD, 27 % des besoins annuels en eau chaude sont fournis par le désurchauffeur, cette fraction étant légèrement plus élevée en hiver qu'en été. Les auteurs de cet article ont estimé que la période de récupération de l'investissement initial sur le désurchauffeur se situe à 4.9 ans. Le monitoring du désurchauffeur minute-par-minute a permis de déterminer les interactions entre le désurchauffeur et les éléments chauffants. Après une grande demande en eau chaude, l'élément du bas, qui est réglée à sa plus faible température de consigne, contribue significativement à chauffer l'eau même lorsque le désurchauffeur est en fonction. Bien qu'il soit possible de débrancher l'élément du bas, le désurchauffeur et l'élément du haut sont insuffisants pour fournir les besoins en eau chaude.

1.8 Récupérateur de chaleur des eaux grises

Cette section dresse un portrait des différentes études recensées dans la littérature et portant sur les récupérateurs de chaleur des eaux grises (RCEG). Les eaux grises sont les eaux sales provenant des drains des douches, lave-vaisselle, lessiveuses ou lavabos par opposition aux eaux noires qui proviennent des cabinets d'aisance.

Smith (1975) est à l'origine d'une des premières études portant sur un prototype de RCEG. Cette étude, réalisée en Grande-Bretagne, montre que le tiers de l'énergie totale consommée dans les maisons est utilisée pour la production d'eau chaude domestique. Le prototype est constitué d'un réservoir d'eau d'alimentation encapsulé dans un réservoir contenant les eaux grises. Ce prototype est conçu pour récupérer l'énergie de l'eau sortant des bains/douches, de la lessiveuse et du lave-vaisselle. Selon cette étude, ces trois types d'utilisation sont responsables de plus de 85 % de la quantité totale d'eau chaude consommée. Les résultats obtenus dans cette étude démontrent qu'en utilisant ce système de récupération de chaleur, 31.7 % de l'énergie primaire est économisée. Ce système permet non seulement de récupérer l'énergie des douches (demandes simultanées), mais aussi l'énergie des appareils dont la demande en eau chaude n'est pas synchronisée avec le drainage de ces mêmes appareils. Cependant, ce système requiert un réservoir pour les eaux grises qui a tendance à s'encrasser.

Selon Ebersbach (1977), peu de techniques existaient en 1977 pour récupérer l'eau chaude domestique. Il est reconnu cependant dans cette étude qu'une quantité d'énergie équivalente à 2300 kWh par an est dissipée dans les eaux grises d'une maison sans être récupérée, soit environ 74 % de l'énergie produite pour l'eau chaude domestique. Selon une étude citée dans cet article, en Allemagne en 1975, 80% de l'énergie requise dans le secteur résidentiel est utilisée pour le chauffage des locaux et 10 % pour la production de l'eau chaude domestique. Le système étudié dans cette recherche est une usine pilote à Essen en Allemagne, où l'on récupère l'énergie des eaux grises de 6 familles. Le système est constitué d'un réservoir d'eaux grises, d'une pompe à chaleur, et d'un

réservoir d'eau chaude. Cette étude montre que, pour une installation similaire mais pour une famille de 4 personnes, la consommation d'énergie a chuté de 3700 à 1950 kWh/an.

Pitkin (1979) a étudié diverses approches combinant la récupération de l'énergie des eaux grises et l'énergie solaire (Pitkin, 1979). Les résultats montrent que près du tiers de l'énergie pourrait provenir de la récupération de chaleur des eaux grises. Cependant, l'étude ne porte que sur un échangeur de chaleur théorique; aucun échangeur réel n'a été testé.

En 1998, Proskiw (1998) fit une étude pour le compte du Département des Ressources Naturelles du Canada et pour le Conseil d'Hydro Manitoba. Ce document rapporte quelques expériences sur la récupération de chaleur provenant de l'eau chaude domestique. Il classifie les systèmes de récupération de chaleur en quatre catégories: réservoir de stockage/échangeur de chaleur combiné, réservoir de stockage/échangeur de chaleur combiné avec pompe à chaleur, échangeur de chaleur connecté directement sur le drain et système de récupération de chaleur au point de récupération. Cette étude mentionne que plusieurs tentatives initiales pour récupérer la chaleur ont été abandonnées malgré des opportunités économiques significatives. Ce rapport discute aussi des derniers développements en matière de récupération de chaleur y compris le populaire récupérateur de chaleur des eaux grises connu sous le nom de GFX (Gravity Film heat eXchanger). Une version démo de ce type de RCEG est montrée à la figure 1.6. Proskiw affirme que les systèmes de récupération de chaleur peuvent fournir de 30 % à 55 % de la demande en eau chaude domestique. Une analyse du marché de la récupération de chaleur des eaux grises est aussi présentée dans ce rapport.

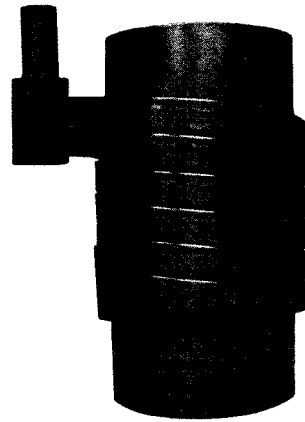


Figure 1.6 Exemple de récupérateur de chaleur des eaux grises

Un GFX connecté à un réservoir d'eau chaude classique dont la température de consigne est de 50 °C a été testé à l'université Old Dominion (Bernadowski, 1996). Le GFX a réduit la consommation d'énergie dédiée à la production d'eau chaude des douches de 47 % à 64 %. L'efficacité du GFX, ou le rapport entre l'énergie récupérée et la quantité maximale d'énergie pouvant être récupérée, a aussi été évaluée dans cette étude. Elle se situe entre 55 % et 60 %, confirmant ainsi les valeurs du manufacturier.

Un GFX (modèle 3-60) a été installé et évaluée dans une maison R-2000 (Office de l'efficacité Énergétique, 2002). Dans ce cas-ci, la température de l'aqueduc était de 9.4 °C et 224 litres d'eau chaude étaient utilisés par jour. Dans cette maison expérimentale, le GFX a réduit les demandes énergétiques pour la production d'eau chaude requise pour les douches de 40 % à 50 %. Dans une expérience similaire au Tennessee (U.S. DOE, 2001), la température moyenne de l'aqueduc était de 14.4 °C et la température de consigne du réservoir est établie à 57.2 °C. La quantité d'énergie économisée est de 51 % en préchauffant toute l'eau (chaude et froide), 41 % en préchauffant uniquement l'eau froide et 35 % en préchauffant uniquement l'eau chaude.

Dans une intéressante étude expérimentale, Hewitt et Henderson (2001) ont calculé un temps de 1 à 1.5 minutes avant que la température de sortie du GFX se stabilise. Les

auteurs constatent que le GFX pourrait fonctionner plus efficacement s'il était isolé. Finalement, les auteurs mentionnent que l'encrassement est présent, mais qu'il est minime.

Un rapport publié par le Centre Canadien des Technologies Résidentielles (CCTR) évalue la performance de cinq modèles (différents fabricants et dimensions différentes) de RCEG (Zaloum et al., 2007). Chacun de ces modèles est évalué sous deux configurations, soit un cas où uniquement l'eau chaude est préchauffée par le récupérateur de chaleur (configuration A) et un autre où toute l'eau servant aux douches passe par l'échangeur de chaleur (configuration B). Des demandes en eau chaude variées ont été utilisées. Selon cette étude, l'efficacité des cinq modèles d'échangeur varie de 49 à 70 % pour la configuration A et de 46 à 61 % pour la configuration B. Le rendement est plus élevé pour la configuration A, étant donné que le débit dans le serpentin est plus faible. Trois types de RCEG ont par la suite été testés pour un profil d'eau chaude typique. Ces essais montrent que les économies en gaz naturel associées au chauffage de l'eau chaude domestique varient de 9 à 27 % et c'est la configuration B qui engendre les plus grandes économies. Finalement, la durée maximale des douches pour un débit donné (8 l/min) a été évaluée pour chacun des modèles. Pour le cas de base, sans récupérateur de chaleur, la durée maximale des douches n'est que de 28 minutes. Lorsqu'un récupérateur de chaleur est installé, la durée des douches varie de 39 minutes à plus de 75 minutes, selon les types de RCEG et les configurations. Enfin, cette étude mentionne que le potentiel de récupération pour les rejets d'eaux grises non-simultanés avec la demande en eau chaude est négligeable.

1.9 Conclusion

Ce chapitre a passé en revue les systèmes de production d'eau chaude domestique existants sur le marché. Il présente aussi les études numériques et expérimentales sur les

chauffe-eau à réservoir de stockage, les systèmes solaires, et les désurchauffeurs des pompes à chaleur ainsi que les récupérateurs de chaleur des eaux grises.

À travers la revue de la littérature il ressort que beaucoup de travaux ont déjà été accompli sur les composantes individuelles mais qu'il y a peu d'études sur des systèmes combinant toutes ces composantes.

CHAPITRE 2

MÉTHODOLOGIE

2.1 Introduction

Ce chapitre débute par une brève description de la méthode f -chart, méthode adéquate pour déterminer les performances d'un système fonctionnant à l'énergie solaire, mais dont les possibilités sont limitées pour la présente étude. C'est plutôt le logiciel TRNSYS qui a été retenu parce qu'il permet d'incorporer de nouveaux modèles dans une structure de simulation existante. Les fichiers d'entrée ainsi que les modèles standards utilisés dans TRNSYS sont ensuite décrits. Finalement, les modèles développés ou adaptés dans le cadre de ce travail sont présentés en détail. Ainsi, on retrouvera les modèles de l'échangeur de chaleur à convection naturelle (ECCN), du récupérateur de chaleur des eaux grises (RCEG) et du désurchauffeur.

2.2 Méthode f -chart

La méthode f -chart a été développée il y a une trentaine d'années à l'université du Wisconsin à Madison (Duffie & Beckman, 2006) pour permettre d'estimer la fraction d'énergie (d'où l'appellation « f ») fournie par l'énergie solaire pour un système donné. C'est une méthode simple qui ne requiert pas de simulations, un atout pour l'époque. La méthode s'applique pour trois types de systèmes à énergie solaire : les systèmes combinant le chauffage des locaux et la production d'eau chaude domestique (ECD) utilisant i) un liquide comme fluide caloporteur; ii) l'air comme fluide caloporteur; iii) et les systèmes produisant uniquement de l'ECD (Duffie & Beckman, 2006). Cette méthode est le résultat d'une compilation des performances de plusieurs centaines de systèmes solaires. L'étendue des paramètres de design pour les systèmes liquides est présentée au tableau 2.1.

Tableau 2.1 Étendue des paramètres de conception des systèmes solaires utilisés dans l'élaboration de la méthode *f-chart*

$0.6 \leq (\tau\alpha)_n \leq 0.9$
$5 \leq F_R' A_c \leq 120m^2$
$2.1 \leq U_L \leq 8.3W/m^2\text{°C}$
$30 \leq \beta \leq 90^\circ$
$83 \leq (UA)_h \leq 667W/\text{°C}$
Stockage : 75 l/m ²

La fraction solaire est déterminée à l'aide de deux nombres adimensionnels (X, Y). Le premier est relié aux pertes du système :

$$X = F_R U_L \times \frac{F_R'}{F_R} \times (T_{ref} - \bar{T}_a) \times \Delta t \times \frac{A_c}{Q_{charge}} \quad (2.1)$$

Alors que le deuxième prend en considération les gains du système à énergie solaire :

$$Y = F_R (\tau\alpha)_n \times \frac{F_R'}{F_R} \times \frac{(\overline{\tau\alpha})}{(\tau\alpha)_n} \times \bar{H}_T N \times \frac{A_c}{Q_{charge}} \quad (2.2)$$

Dans ces équations, $F_R(\tau\alpha)_n$ et $F_R U_L$ sont les coefficients de la courbe caractéristique des panneaux solaire, F_R'/F_R est une correction qui tient compte de l'échange de chaleur à l'intérieur du capteur, $(\overline{\tau\alpha})/(\tau\alpha)_n$ est le rapport entre le produit absorbance-transmittance moyen et le produit absorbance-transmittance normal au plan du capteur solaire, T_{ref} est une température de référence trouvée de façon empirique (100 °C), \bar{T}_a est la température ambiante mensuelle moyenne, Δt est le nombre total de secondes dans le mois, \bar{H}_T est le rayonnement journalier moyen incident sur le capteur solaire par unité de surface pour un mois donné, N est le nombre de jours dans le mois, A_C est la surface des capteurs solaires et Q_{charge} est l'énergie requise pour le chauffage des locaux ou l'eau chaude.

Certains facteurs de correction sont nécessaires pour tenir compte des variations par rapport au design standard. Par exemple, comme le présente le tableau 2.1, les courbes sont valides pour un stockage de 75 l/m². Pour déterminer la fraction solaire pour un système ayant un stockage variant entre 37.5 et 300 l/m² la correction suivante est apportée :

$$\frac{X_c}{X} = \left(\frac{\text{stockage du système}}{\text{stockage standard (75 l/m}^2\text{)}} \right)^{-0.25} \quad (2.3)$$

Pour le système de production d'eau chaude domestique, le groupe adimensionnel X doit également être multiplié par le facteur de correction qui tient compte de la température d'eau chaude domestique, T_{EC} , et la température de l'eau de l'aqueduc, T_{aq} .

$$\frac{X_c}{X} = \frac{11.6 \times 1.18 T_{EC} + 3.86 T_{aq} - 2.32 \bar{T}_a}{100 - \bar{T}_a} \quad (2.4)$$

Ensuite, pour obtenir la fraction solaire annuelle pour des systèmes utilisant un liquide comme fluide caloporteur, les groupes adimensionnels (2.1) et (2.2), avec leurs facteurs de correction respectifs (2.3) et (2.4) sont utilisés avec l'équation suivante :

$$f_{f-chart} = 1.029Y - 0.065X - 0.245Y^2 + 0.0018X^2 + 0.0215X^3 \quad (2.5)$$

La méthode f -chart repose sur plusieurs hypothèses qui influencent les résultats. Les hypothèses qui sous-estiment la valeur de la fraction solaire sont les suivantes :

- les réservoirs de stockage d'énergie sont mélangés ;
- afin d'économiser sur le temps des simulations nécessaires pour générer les résultats de f -chart, tous les jours sont symétriques par rapport à midi ;
- pour les systèmes à eau chaude, l'énergie contenue dans le réservoir au dessus de la température de consigne n'est pas considérée utile.

Les hypothèses suivantes surestiment la valeur de la fraction solaire :

- les réservoirs de stockage sont bien isolés ;
- il n'y a aucune fuite dans le système.

Quelques autres hypothèses sont implicites :

- l'écoulement dans les capteurs solaires est uniforme ;
- les débits dans le système est le même que la valeur de conception ;
- la configuration du système est similaire aux systèmes utilisés pour développer la méthode *f-chart*.

La méthode *f-chart* n'a pas pu être utilisée dans le présent travail puisque la géométrie étudiée, qui inclue des désurchauffeurs et un récupérateur de chaleur des eaux grises, diffère trop des géométries de la méthode *f-chart*. C'est plutôt le logiciel TRNSYS qui a été retenu. Il est décrit à la section suivante.

2.3 Description de TRNSYS

TRNSYS est un acronyme de TRAnSient SYstems Simulation program (SEL, 2005). C'est un logiciel de simulation de systèmes thermiques opérant en transitoire. La version 16 de ce programme est utilisée dans ce mémoire. Le haut de la figure 2.1 présente un des systèmes simulés alors que le bas de la figure 2.1 montre l'assemblage de ce système dans TRNSYS. Chaque icône représente un modèle (appelé « TYPE » dans le jargon de TRNSYS). Ces modèles sont reliés entre eux de sorte que les données de sortie d'un modèle constituent les entrées d'un autre modèle. TRNSYS possède des modèles standards de système thermiques et électriques ainsi que des composantes de traitement de fichiers d'entrée et de sortie. Des modèles additionnels contenues dans la librairie TESS (2005) peuvent être ajoutées pour plus de flexibilité. La plupart des modèles simulés dans ce mémoire font partie de la librairie standard de TRNSYS. Cependant, les modèles du RCEG, du désurchauffeur ainsi que de l'échangeur de chaleur à convection naturelle ont dû être créés de toutes pièces. Ils ont été écrits en FORTRAN et

insérés dans l'exécutable de TRNSYS. Les prochaines sous-sections décrivent les fichiers d'entrée, les modèles standards utilisés ainsi que les nouveaux modèles.

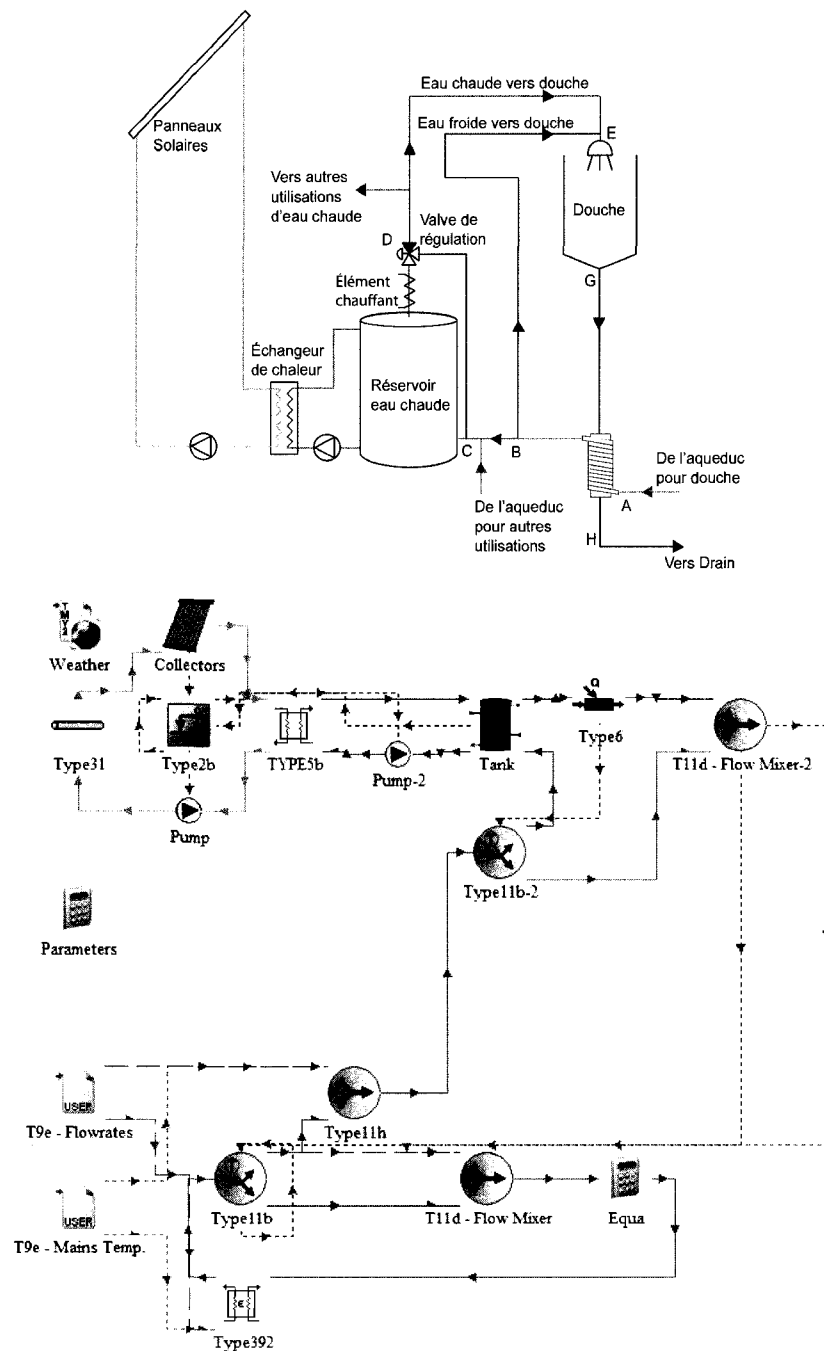


Figure 2.1 (haut) Schéma du système simulé; (bas) assemblage correspondant dans TRNSYS

2.3.1 Fichiers d'entrée

Trois importants types de fichiers d'entrée sont nécessaires pour effectuer la plupart des simulations présentées dans ce mémoire. Il s'agit des fichiers météorologiques, de la consommation d'eau chaude (détaillée au prochain chapitre), et de la température d'eau de l'aqueduc.

Fichier Météo. Le fichier météo utilisé dans la majorité des simulations est le fichier standard CWEC pour Montréal QC. Pour tester la variabilité régionale, deux fichiers additionnels ont été utilisés dans la section 4.5, soit les données météorologiques pour Calgary, AB et Vancouver, CB. Ces fichiers météo sont produits par Numerical Logics (1999) en collaboration avec Environnement Canada et le Conseil National de Recherche du Canada (CNRC). Les données CWEC fournissent les conditions météorologiques ainsi que les données de rayonnement pour une période d'une année sur une base horaire. Les valeurs dans ces fichiers représentent des conditions d'une année météorologique typique.

Température de l'eau de l'aqueduc. La température de l'eau de l'aqueduc est un paramètre important dans l'évaluation de la demande d'énergie pour la production d'eau chaude. Dans la majeure partie de cette étude, la température de l'eau de l'aqueduc de Montréal est utilisée. La variation annuelle de la température de celle-ci est présentée dans la figure 2.2. Ces données ont été compilées en 2003 par Marcoux et Dumas (Marcoux & Dumas, 2004). Pour les données de température de l'eau de l'aqueduc pour Calgary, AB et Vancouver, CB, les valeurs proviennent du processeur de données météo (TYPE 15), qui utilise un algorithme développé par Christensen et Burch au U.S. National Renewable Energy Laboratory (SEL, 2005).

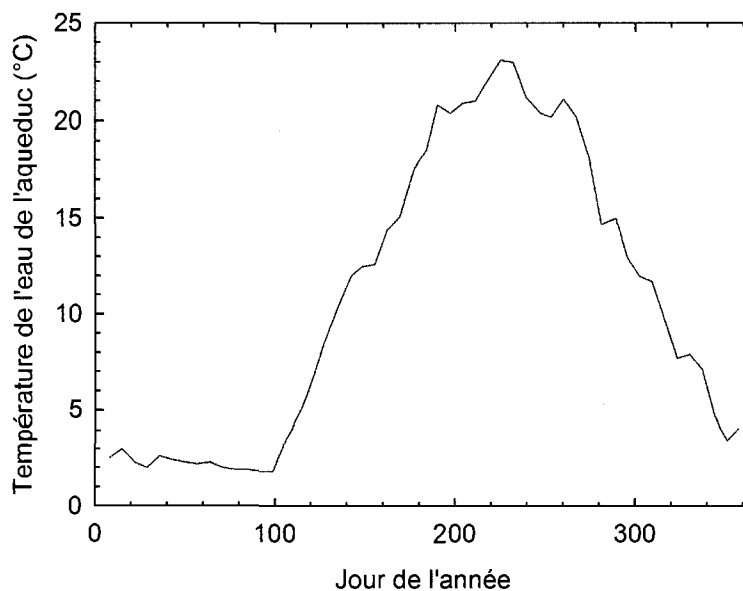


Figure 2.2 Variation de la température de l'eau de l'aqueduc de Montréal

2.3.2 Modèles standards utilisés

Cette section décrit les modèles standards de TRNSYS utilisés pour l'ensemble des simulations. Cette section traitera des capteurs solaires, des tuyaux de la boucle solaire, des réservoirs d'eau chaude, des pompes, du mitigeur thermostatique, de l'échangeur de chaleur standard ainsi que des modèles utilisée pour simuler la douche.

Capteurs solaires. Deux modèles de capteurs solaires sont utilisés dans ce travail. Le premier modèle est basé sur un capteur plan à « efficacité quadratique » avec modificateur d'angle d'incidence du second degré (TYPE 1). Le second type est un capteur à tubes sous vide, toujours avec une efficacité quadratique, mais utilisant un fichier de données comme modificateur d'angle d'incidence (TYPE 71). Un capteur plan est composé d'une série de tuyaux munis d'ailettes, généralement en aluminium recouvert d'une couche de peinture à haute absorptivité. Le tout est enfermé dans un boîtier isolé et couvert par une vitre à faible émissivité. Dans un capteur à tube sous vide, l'absorbeur est enveloppé par une enceinte en verre dans lequel un vide est créé

pour réduire les pertes par convection. Dans les deux cas, le débit nominal des capteurs solaires est de $50 \text{ kg/h}\cdot\text{m}^2$ et l'équation d'efficacité utilisée est la suivante :

$$\eta = c_0 - c_1 \left(\frac{T_o - T_a}{G} \right) - c_2 \left(\frac{(T_o - T_a)^2}{G} \right) \quad (2.6)$$

où T_m est la température moyenne dans le collecteur, T_a est la température ambiante et G est le rayonnement solaire. Les constantes c_0 , c_1 et c_2 sont les valeurs recommandées par les membres d'organisations ayant participé à la réunion à Gleisdorf en Autriche (IEA-SHC, 2004). Il est à noter que le coefficient c_0 représente le rendement maximum possible du capteur lorsque la température de sortie du capteur est égale à la température ambiante. L'efficacité, dans ce cas-ci représente le rapport entre l'énergie produite par le capteur solaire et le rayonnement solaire incident sur la surface du capteur solaire.

Tableau 2.2 Coefficients utilisés dans l'équation (2.6)

	c_0	c_1 (kJ/h·m ² ·K)	c_2 (kJ/h·m ² ·K ²)
Capteurs plan	0.78	11.52	0.0540
Capteurs à tubes sous vide	0.76	4.32	0.0288

Tuyaux dans la boucle solaire. Un tuyau (TYPE 31) de 30 m de longueur et d'un diamètre de 1.27 cm et avec des pertes de $7.2 \text{ kJ/h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{K}$ est utilisé dans la boucle solaire.

Réservoir d'eau chaude (TYPE 4). Le tableau 2.3 montre les caractéristiques des réservoirs standards utilisés dans ce mémoire. Tous les réservoirs utilisés sont modélisés en utilisant 10 nœuds représentant autant de températures. Les colonnes « nœud 1^{er} élément » et « nœud 2^e élément » donnent le numéro du nœud (à partir du sommet du réservoir) où l'élément électrique et les thermostats se situent, respectivement. La figure 2.3 montre la position des nœuds dans le réservoir d'eau chaude.

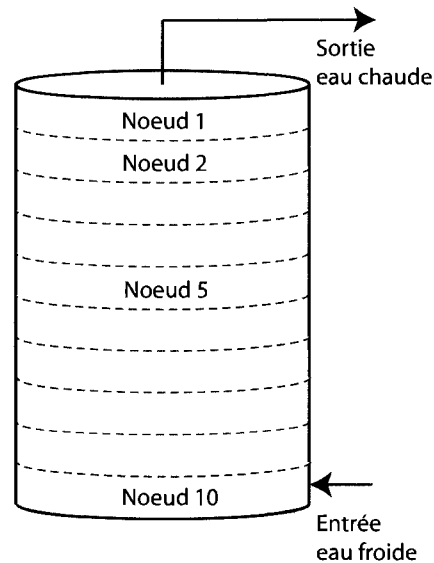


Figure 2.3 Nœud des réservoirs

Le diamètre (D) des réservoirs est déterminé en fonction du volume (V) et de la hauteur ($H_{réservoir}$) selon l'équation suivante :

$$D = 2 \sqrt{\frac{V}{\pi H_{réservoir}}} \quad (2.7)$$

Le niveau d'isolation est déterminé à partir de l'équation suivante :

$$U = \frac{q_{charge}}{\left[2 \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) + \pi D h \right] (\bar{T}_{réservoir} - T_a)} \quad (2.8)$$

où q_{charge} sont les pertes de chaleur en attente (données du manufacturier), $\bar{T}_{réservoir}$ est la température moyenne du réservoir (on suppose que le réservoir est pleinement chargé à 60 °C pour ce calcul) et T_a est la température ambiante autour d'un réservoir installé dans un sous-sol (soit 15 °C).

Tableau 2.3 Caractéristique des réservoirs utilisés

V (m ³)	H (m)	D (m)	q _{charge} (W)	U (kJ/h·m ² ·K)	Élément 1		Élément 2	
					Puissance (kW)	Nœud (-)	Puissance (kW)	Nœud (-)
0.100	1.05	0.35	60	3.584	3.0	5	-	-
0.136	0.92	0.43	62	3.201	3.0	2	3.0	9
0.184	1.24	0.43	72	2.894	3.0	2	3.0	9
0.280	1.52	0.48	94	2.805	4.5	2	4.5	9
0.455	1.72	0.58	120	2.619	6.0	2	6.0	9

Dans les simulations paramétriques, présentées aux sections 4.5 et 5.3, les réservoirs utilisés ne sont pas nécessairement des modèles aux dimensions typiques du commerce. Afin de faciliter l'analyse, la hauteur de ces réservoirs a été calculée à l'aide de l'équation suivante :

$$H_{\text{réservoir}} = \begin{cases} 1.000 & V < 0.136\text{m}^3 \\ 1.9125(1 - \text{EXP}(-5.3357V)) & V \geq 0.136\text{m}^3 \end{cases} \quad (2.9)$$

où $H_{\text{réservoir}}$ est en m et V , en m³. Cette équation est une régression des données de manufacturiers comme présenté à la figure 2.4.

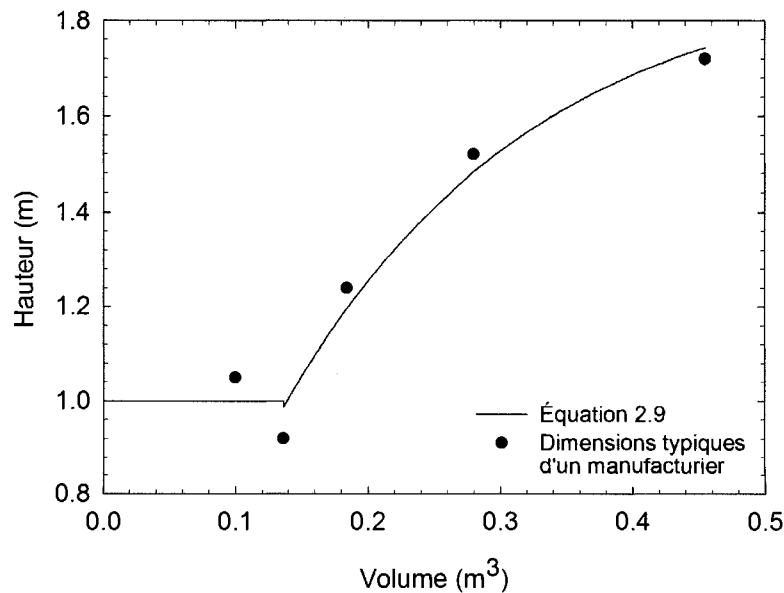


Figure 2.4 Hauteur des réservoirs en fonction de leur volume

L'isolation des réservoirs est calculée comme étant équivalente à 80% de la plus restrictive des valeurs calculées à partir des normes DIN 4753-8 et ENV 12977-3 :

Standard DIN 4753-8

$$UA = 0.5 + 0.25V^{0.4} \quad (2.10)$$

Standard ENV 12977-3

$$UA = 0.16\sqrt{V} \quad (2.11)$$

où V est le volume du réservoir (en litres) et UA est le niveau d'isolation (en W/K). Ce niveau d'isolation correspond à des valeurs rencontrées en industrie tel que montré à la figure 2.5.

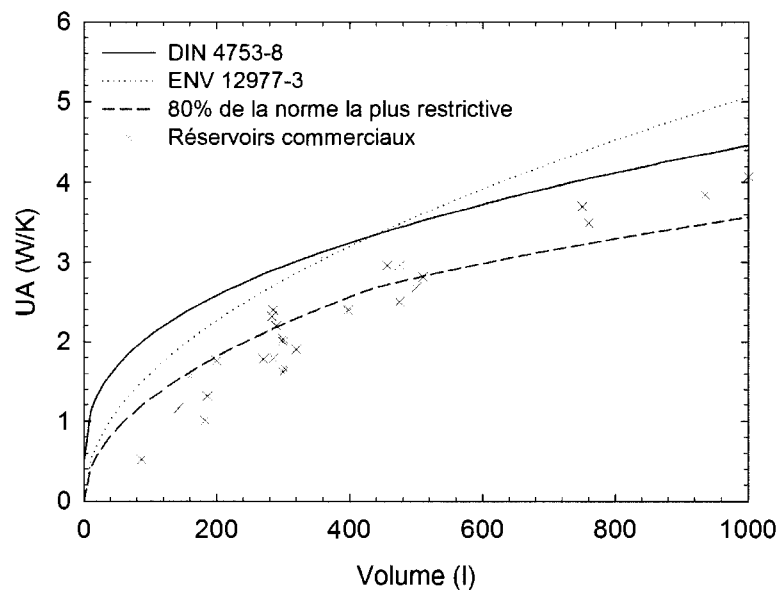


Figure 2.5 Niveau d'isolation dans les réservoirs d'eau chaude

TRNSYS requiert que les valeurs d'isolation soient en $\text{kJ/h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{K}$. Les valeurs calculées avec les équations (2.10) ou (2.11) devront donc être converties avec l'équation suivante :

$$U = 3.6 \frac{UA}{A} \quad (2.12)$$

où U est en $\text{kJ/h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{K}$, UA est en W/K et A est la surface exposée du réservoir en m^2 .

Pompes. Les pompes circulatrices situées entre les capteurs solaires et l'échangeur de chaleur et entre le réservoir à eau chaude et l'échangeur de chaleur sont à débit constant (TYPE 3b). Le débit des pompes est ajusté à 13 l/h par m^2 de capteurs. La puissance est fixée à 0.2 W pour chaque litre à l'heure. Les pompes sont activées lorsque la différence de température du fluide caloporteur entre la sortie des capteurs solaires et le bas du réservoir d'eau chaude est de 10 °C. Elles arrêtent lorsque cette différence est inférieure à 2 °C. Finalement, le système est à l'arrêt lorsque la température de l'eau à la sortie du réservoir est supérieure à 70 °C.

La pompe du désurchauffeur (TYPE 3b) a une puissance de 50 W et son débit est de 100 l/h en accord avec les pompes typiquement raccordées au désurchauffeur. La pompe est activée par une commande issue du modèle du désurchauffeur.

Mitigeur thermostatique. Dans les installations solaires, un mitigeur thermostatique (TYPE 11b) est installé après le réservoir auxiliaire pour éviter que la température de l'eau chaude dépasse une certaine limite jugée sécuritaire. Lorsque la température de l'eau à la sortie du réservoir est supérieure à cette température, l'eau est puisée après le RCEG pour y être mélangée à l'eau issue du réservoir.

Douche. Un mélangeur dose la quantité adéquate d'eau chaude et d'eau froide pour obtenir une température nominale de la douche de 40 °C. Ensuite, une chute de température de 4 °C est supposée entre la température à la sortie de la pomme de douche et la température au drain pour tenir compte des pertes de chaleur dans la douche.

Échangeur de chaleur du système solaire. Pour les installations solaires sans ECCN, un échangeur de chaleur à contre-courant (TYPE 5b) avec un coefficient de transfert de chaleur UA de 380 W/K est utilisé.

2.4 Échangeur de chaleur à convection naturelle

Le modèle de l'échangeur de chaleur à convection naturelle (ECCN) est basé sur un modèle développé au Solar Calorimetry Laboratory de l'Université Queen's (Cruickshank & Harrison, 2006b).

Dans un système solaire avec une boucle de convection naturelle, la pompe assurant la circulation de l'eau du réservoir à l'échangeur de chaleur n'est pas requise. Un exemple d'utilisation d'un tel échangeur est montré à la figure 2.6. Ce dernier système sera étudié au chapitre 5. Ce système consomme moins d'énergie, est plus fiable et permet une meilleure stratification dans le réservoir (Cruickshank & Harrison, 2006b).

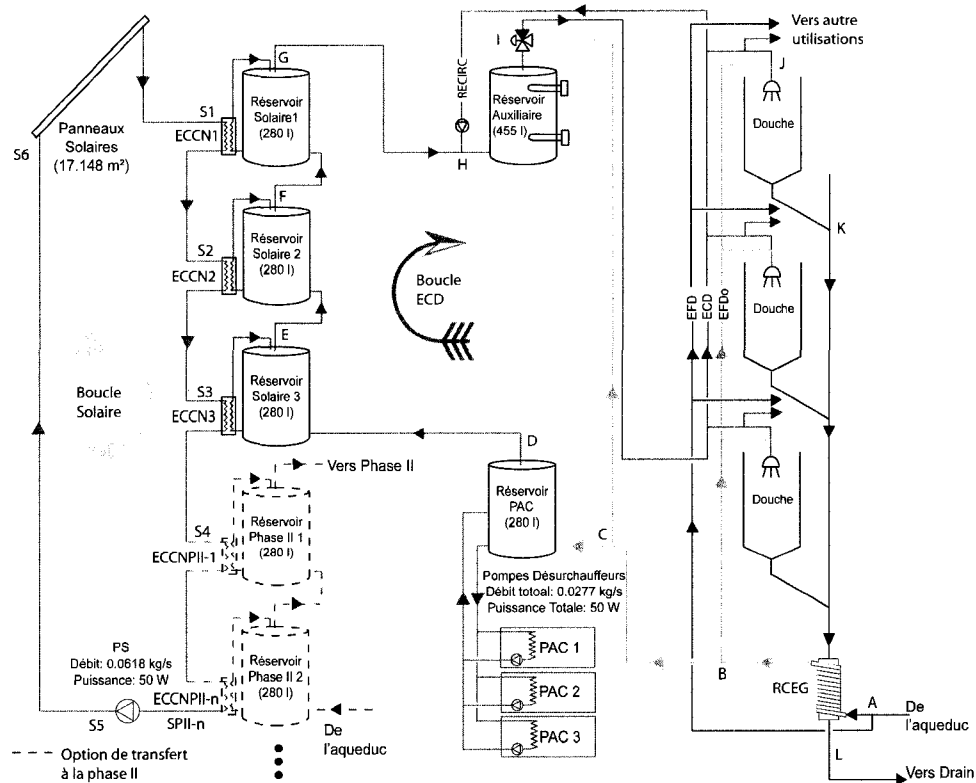


Figure 2.6 Système de production d'eau chaude avec échangeur de chaleur à convection naturelle

La figure 2.7 montre l'échangeur de chaleur à convection naturelle branché à un réservoir de stockage. Sur la figure, les valeurs de H représentent différentes hauteurs dans la boucle, \dot{m}_t est le débit massique dans la boucle de convection naturelle, \dot{m}_f est le débit massique dans la boucle d'écoulement forcée, $T_{t,i}$ et $T_{t,o}$ sont, respectivement, la température d'entrée et de sortie de l'échangeur de chaleur dans la boucle de convection naturelle et $T_{f,i}$ et $T_{f,o}$ sont les températures correspondantes du côté de l'écoulement forcée.

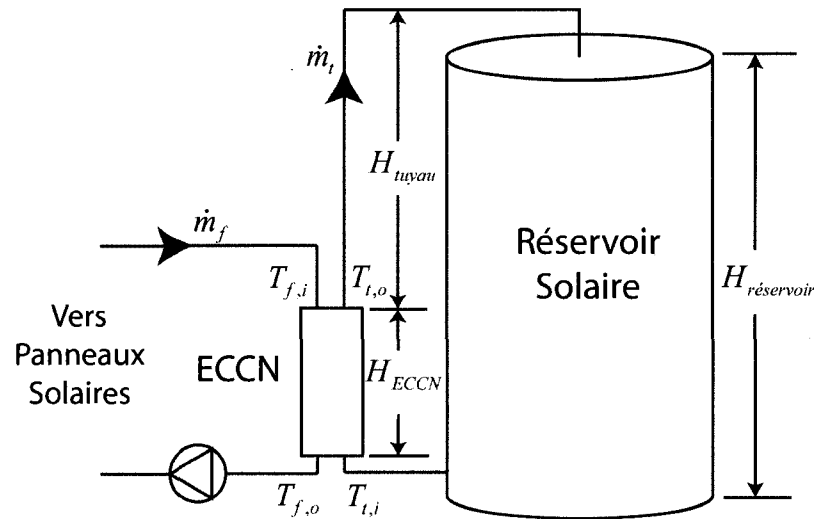


Figure 2.7 Schéma de l'échangeur de chaleur à convection naturelle branché au réservoir solaire

L'écoulement du côté convection naturelle est gouverné par la poussée hydrostatique du fluide. Ces forces hydrostatiques sont elles-mêmes gouvernées par les gradients de température, et en conséquence, des variations de densité du fluide dans le réservoir, l'échangeur de chaleur et le tuyau reliant ces deux derniers (Cruickshank & Harrison, 2006c). La différence de pression générée par la variation de densité des fluides est donnée par l'équation suivante :

$$\Delta P = \rho_{\bar{T}_{réservoir}} \cdot g \cdot H_{réservoir} - \rho_{T_{t,o}} \cdot g \cdot H_{tuyau} - \rho_{\bar{T}_{ECCN}} \cdot g \cdot H_{ECCN} \quad (2.13)$$

où ρ est la densité et g est la constante gravitationnelle. La densité à l'intérieur de l'ECCN est donnée par la moyenne arithmétique entre les valeurs à l'entrée et à la sortie :

$$\rho_{\bar{T}_{ECCN}} = \frac{\rho_{T_{t,i}} + \rho_{T_{t,o}}}{2} \quad (2.14)$$

La longueur de tuyau peut être approximée par :

$$H_{\text{tuyau}} = H_{\text{réservoir}} - H_{\text{ECCN}} \quad (2.15)$$

L'équation (2.13) peut donc se réécrire de cette manière, éliminant ainsi une variable, soit la longueur du tuyau :

$$\Delta P = \rho_{\bar{T}_{\text{réservoir}}} \cdot g \cdot H_{\text{réservoir}} - \rho_{T_{i,o}} \cdot g \cdot \left(H_{\text{réservoir}} - \frac{H_{\text{ECCN}}}{2} \right) - \rho_{T_{i,d}} \cdot g \cdot \frac{H_{\text{ECCN}}}{2} \quad (2.16)$$

Il est à noter que, en régime permanent, la différence de pression générée par ce gradient de densité est égale aux pertes par friction dues à cet écoulement.

Dans un échangeur à convection naturelle, les équations traditionnelles d'efficacité d'échangeur (les équations suivantes) peuvent donner des résultats erronés :

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{réel}}}{Q_{\text{max}}} = \frac{(\dot{m}c_p)_t (T_{t,o} - T_{t,i})}{(\dot{m}c_p)_{\text{min}} (T_{f,i} - T_{t,i})} \quad (2.17)$$

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{\text{min}}} \quad (2.18)$$

$$C_r = \frac{(\dot{m}c_p)_t}{(\dot{m}c_p)_{\text{min}}} \quad (2.19)$$

Par exemple, la définition traditionnelle de l'efficacité se base sur le produit $\dot{m}c_p$ (capacité thermique \times débit massique) minimum. Lorsque la température du réservoir d'eau chaude augmente, la différence de pression générée diminue et le débit dans la boucle de convection naturelle diminue. Au-delà d'un certain point, le produit $\dot{m}c_p$ dans la boucle naturelle devient plus petit que celui du côté de la convection forcée, et donc il apparaît au dénominateur. Lorsque le réservoir est complètement chargé, ce produit devient 0, et le rendement de l'échangeur de chaleur tend vers l'infini. Ce résultat donne

une mauvaise représentation de ce qu'il se passe réellement, puisque lorsque le débit dans la boucle naturelle diminue, le transfert de chaleur diminue, et l'efficacité devrait donc diminuer (Cruickshank & Harrison, 2006c). Selon Fraser et al. (1995), les équations d'efficacité (2.17), du nombre d'unités de transfert (NTU) (2.18) et du coefficient de distribution massique (2.19) doivent être modifiées de la façon suivante pour donner des valeurs réalistes :

$$\varepsilon_{\text{mod}} = \frac{Q_{\text{réel}}}{Q_{f,\text{max}}} = \frac{(\dot{m}c_p)_t (T_{t,o} - T_{t,i})}{(\dot{m}c_p)_f (T_{f,i} - T_{t,i})} \quad (2.20)$$

$$NTU_{\text{mod}} = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_f} \quad (2.21)$$

$$C_{r,\text{mod}} = \frac{(\dot{m}c_p)_t}{(\dot{m}c_p)_f} \quad (2.22)$$

où $c_{p,t}$ est la capacité thermique du fluide dans la boucle de convection naturelle et $c_{p,f}$ est la capacité thermique du fluide dans la boucle d'écoulement forcé. Enfin, UA est le produit du coefficient de transmission de chaleur et de la surface d'échange.

Lin et al (2000) utilise une méthode développés par Purdy, Harrison et Oosthuizen (1998) pour déterminer les caractéristiques de deux modèles d'échangeurs de chaleur à convection naturelle. Il a été déterminé que le taux de transfert de chaleur dans un ECCN dépend du débit massique du côté du fluide pompé et de la température des fluides. On a aussi découvert que l'efficacité dépend du coefficient de distribution massique. À l'aide de ces travaux, Cruickshank et Harrison (2006c) ont déterminé deux équations. La première caractérise le débit dans l'échangeur de chaleur en fonction de la pression hydrostatique:

$$\dot{m}_i = 2.388 \cdot (\Delta P)^{0.6505} \quad (2.23)$$

où ΔP est en Pascals et \dot{m} est en l/h.

La seconde équation détermine l'efficacité modifiée de l'échangeur de chaleur en fonction du coefficient de distribution massique :

$$\varepsilon_{\text{mod}} = -0.3488 \cdot C_{r,\text{mod}}^2 + 1.1402 \cdot C_{r,\text{mod}} \quad (2.24)$$

Les équations (2.23) et (2.24) s'appliquent pour une géométrie particulière. Cette géométrie correspond à un réservoir de 270 litres jumelé à un échangeur à plaque de 0.396 m² muni de 20 plaques formant 10 canaux du côté froid et 9 canaux du côté chaud (Cruickshank & Harrison, 2006a, 2006b, 2006c, 2006d, 2006e). Finalement, le modèle développé à partir des ces équation est le TYPE 178 dans TRNSYS.

2.5 Récupérateur de chaleur des eaux grises

Le récupérateur de chaleur des eaux grises (RCEG) qu'on désigne souvent par l'acronyme GFX (pour Gravity Film heat eXchanger) a été développé à l'aide d'une subvention du US Department of Energy (DOE) par Waterfilm Energy Inc. (2005b). Comme le montre la figure 2.8, un RCEG est composé d'un tuyau principal (de 7 à 10 cm de diamètre), entouré d'une série de plus petits tuyaux (diamètre d'environ 13 mm) qui forment une spirale autour du tuyau principal. L'ensemble est fait en cuivre. Les petits tuyaux sont plats de façon à bien s'appuyer sur le cylindre pour augmenter la surface de contact et ainsi optimiser l'échange de chaleur entre les deux fluides.



Figure 2.8 RCEG installé dans une résidence multifamiliale

Les RCEG sont installés verticalement dans le système de plomberie en remplaçant une section du drain. Le cylindre des RCEG est surdimensionné par rapport au débit d'eau circulant dans ce tuyau. Lorsque l'eau atteint une chute verticale dans ces conditions, le faible volume d'eau a tendance, grâce à la tension superficielle, à se coller à la paroi et à former une fine pellicule d'eau. Ces conditions donnent aux eaux grises un potentiel d'échange de chaleur important. L'eau froide de l'aqueduc circule, quant à elle, dans la spirale. Il y a donc deux parois qui séparent l'eau potable de l'eau grise, condition sine qua non pour respecter le code du bâtiment dans plusieurs municipalités. Le fonctionnement du récupérateur d'énergie implique qu'il doit y avoir un écoulement simultané dans la spirale et le tuyau principal. Donc, les RCEG fonctionnent moins efficacement quand ils sont utilisés avec un bain, un lave-vaisselle ou une laveuse à linge. Les douches, par contre, respectent le critère de débits simultanés. Considérant qu'environ 40 % de l'eau chaude d'une résidence est utilisé pour les douches, le potentiel de récupération d'énergie est relativement important. Enfin, le RCEG peut être relié au réservoir d'eau chaude via une pompe afin d'augmenter le potentiel de

récupération des débits non-simultanés (WaterFilm Energy Inc, 2005a). Cette configuration ne sera pas traitée dans ce mémoire.

2.5.1 Modélisation des RCEG

La figure 2.9 présente la nomenclature utilisée pour décrire le modèle du RCEG développé dans le cadre de cette étude (TYPE 392). Les caractéristiques physiques correspondent au modèle GFX 3-60 d'un manufacturier (WaterFilm Energy Inc, 2005b).

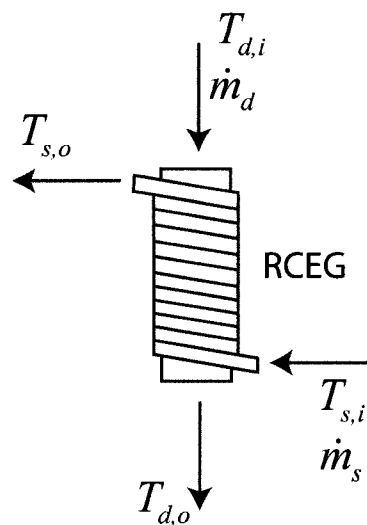


Figure 2.9 Représentation schématique du RCEG

L'objectif du modèle est de prédire la température $T_{s,o}$ en connaissant la température et les débits à l'entrée du drain et à l'entrée du serpentin (température de l'aqueduc). Ce calcul est accompli en utilisant le concept de l'efficacité, ε , qui est donné par :

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_s c_p (T_{s,o} - T_{s,i})}{\dot{m}_{\min} c_p (T_{d,i} - T_{s,i})} \quad (2.25)$$

où \dot{m}_{\min} est le plus petit des deux débits, généralement \dot{m}_s .

Le modèle est basé sur des données empiriques (présentées à l'Annexe B). Ces données sont représentées par des symboles à la figure 2.10. Tel que montré sur la figure,

l'efficacité dépend du débit dans le drain et dans le serpentin. Les données du manufacturier ont été lissées avec un polynôme du 6^e degré qui donne la valeur de l'efficacité en fonction du débit dans le drain et du rapport serpentin/drain. Ce polynôme n'est valide que pour un débit de drain compris entre 0 et 1135 l/h, et un ratio serpentin/drain entre 0.3 et 1.0. Les courbes dessinées sur la figure 2.10 représentent les résultats obtenus en utilisant cette régression. On observe que l'accord entre les résultats issus de cette régression et les données du manufacturier est excellent. La courbe pour un ratio de débits serpentin/drain de 0.3 est extrapolée par absence de données du manufacturier à ce ratio.

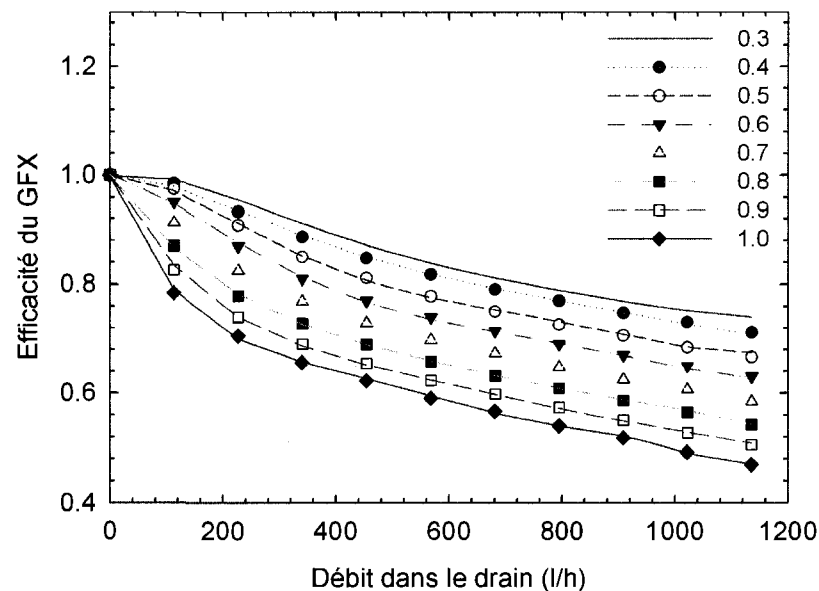


Figure 2.10 Efficacité du GFX (modèle G3-60) en fonction du débit volumique dans le drain pour différents ratios de débits volumiques serpentin/drain (0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1.0)

Afin de représenter le plus fidèlement possible le comportement du RCEG en mode transitoire, la valeur de l'efficacité en régime permanent, ε_{rp} , est modifiée par un facteur d'amortissement f pour obtenir une efficacité en mode transitoire, ε :

$$\varepsilon = f \varepsilon_{rp} \quad (2.26)$$

La valeur de f est donnée par

$$f = 1 - e^{-(t/\tau_{op})} \text{ lorsque le RCEG est en opération}$$

$$f = e^{-(t/\tau_{sb})} \text{ lorsque le RCEG est en attente}$$

où τ_{op} et τ_{sb} sont des constants de temps en opération et en attente, respectivement. La valeur de τ_{op} a été établi à 30 secondes, basé sur le travail de Hewitt et Henderson (2001). Malheureusement, aucune donnée n'est disponible pour le mode en attente; une valeur de 300 secondes a été choisie. Une analyse de l'impact de l'incertitude sur ces constantes de temps est présentée à la section 2.5.3.

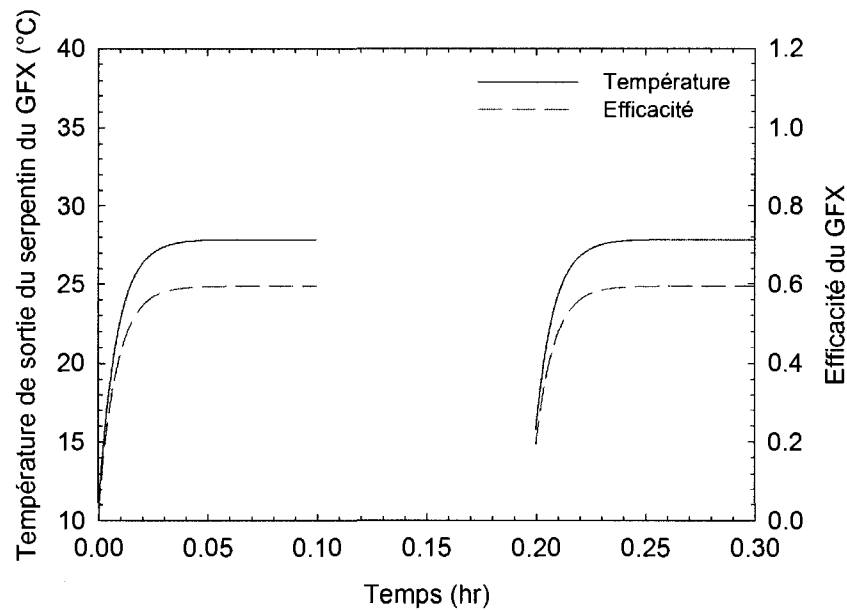


Figure 2.11 Comportement transitoire du modèle du GFX

La figure 2.11 illustre le comportement du RCEG en mode transitoire en utilisant le concept évoqué à l'équation (2.26). La figure montre une séquence de deux cycles d'opération de 0.1 heure (360 secondes) entrecoupées d'un mode d'attente de 0.1 heure. Les températures à l'entrée du drain ($T_{d,i}$) et à l'entrée du serpentin ($T_{s,i}$) sont respectivement de 40 °C et de 10 °C. La température à la sortie du serpentin atteint 27.8 °C à l'état permanent. Lorsque le RCEG est en attente (dans cet exemple de 0.1 à

0.2 heure), ou lorsqu'il y a un débit dans le cylindre mais pas dans les tubes (et inversement), la température à la sortie du drain et du serpentin sont égales à leur température d'entrée respectives et l'efficacité devient nulle. La température et l'efficacité pendant la période d'attente ne sont donc pas montrées sur la figure. Par contre, le facteur d'amortissement utilisé dans l'équation d'efficacité est calculé et conservé en mémoire. Comme on peut l'observer, le modèle prédit que le RCEG n'est pas complètement refroidi en attente ; la température à la sortie du serpentin au début du nouveau cycle (à $t = 0.2$ heure) est de 15.8 °C, alors qu'au premier cycle, la température était de 10.6 °C, L'efficacité du RCEG au début du premier cycle est de 0.02 , alors qu'au début du second cycle, elle est de 0.19 .

2.5.2 Vérification des constantes de temps du RCEG

Dans la section précédente, deux constantes de temps sont utilisées dans l'équation d'efficacité (2.26). La première, d'une durée de 30 secondes, s'applique lorsque le RCEG est en opération. Cette valeur provient d'une étude expérimentale (Hewitt & Henderson, 2001). La seconde, d'une durée de 300 secondes, est utilisée pour le mode en attente. L'objectif de cette section est de vérifier la validité de ces valeurs, surtout celle en attente, à l'aide d'une analyse approximative utilisant la méthode de la capacité thermique localisée (« lumped capacity method » en anglais). Rappelons que la constante de temps est définie comme étant le temps requis pour que la différence de température atteigne 63 % de sa valeur en régime permanent.

Données pertinentes au RCEG utilisé dans la présente étude. La figure 2.12 représente schématiquement une paroi du RCEG ainsi que la paroi idéalisée du RCEG.

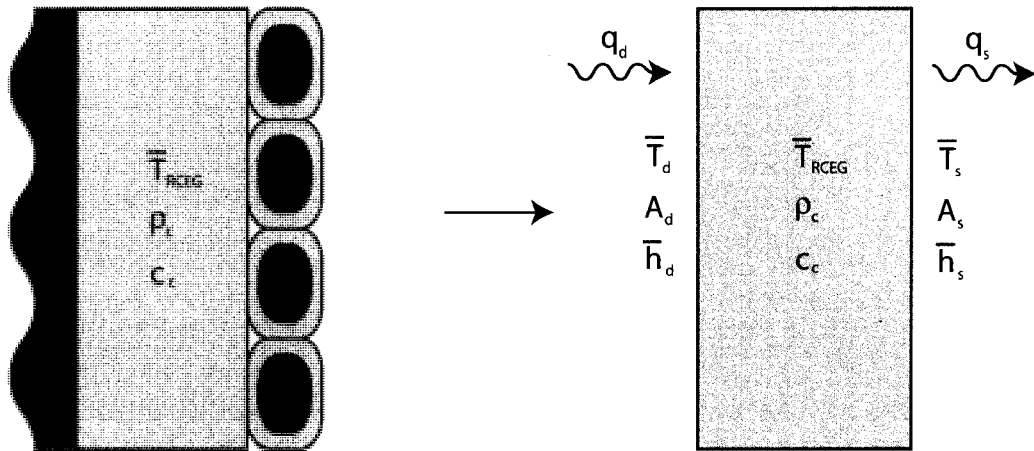


Figure 2.12 Schéma d'une paroi de RCEG réelle (à gauche) et idéalisée (à droite)

Sur cette figure, \bar{T}_{RCEG} est la température moyenne de la paroi du RCEG, c_c et ρ_c sont respectivement la chaleur massique et la densité du cuivre alors que V est le volume total de cuivre dans le RCEG. A_d et A_s sont les surfaces de contact des fluides, soit la surface de contact intérieure du tuyau du drain et des tuyaux de la spirale, \bar{h}_d est le coefficient de transfert de chaleur moyen du côté des eaux grises, \bar{h}_s est le coefficient de transfert de chaleur moyen du côté de l'eau de l'aqueduc. \bar{T}_d est la température moyenne de l'eau dans le drain et \bar{T}_s est la température moyenne de l'eau dans le serpentin.

La valeur de V est obtenue en divisant la masse de l'échangeur de chaleur par la densité du cuivre. Compte tenu que la masse du RCEG utilisé est de 12.84 kg (Zaloum et al., 2007), on a donc :

$$V = 0.001482m^3$$

La hauteur du RCEG est de 1.524 m et le diamètre du tuyau de drain est de 0.0762 m ; la surface de l'intérieur de l'échangeur est donc de :

$$A_d = 0.3648m^2$$

Pour simplifier l'analyse, un certain nombre d'hypothèses sont posées. La surface d'échange de chaleur du côté serpentin (A_s) est supposée égale à A_d . Les températures des parois \bar{T}_d et \bar{T}_s sont considérées constantes dans tout l'échangeur de chaleur et égales à la moyenne arithmétique des températures entrée-sortie de l'échangeur. Les propriétés des fluides sont constantes. Finalement, les coefficients de transfert de chaleur \bar{h}_d et \bar{h}_s sont uniformes dans tout l'échangeur et indépendant du temps.

Détermination de la constante de temps. Les constantes de temps sont analysées en utilisant la méthode de capacité thermique localisée (« lumped-heat-capacity method » en anglais). L'analyse qui suit est largement inspirée du livre de Kreith et Bohn (2001). Pour être en mesure d'utiliser cette méthode, le nombre de Biot doit être inférieur à 0.1. Ce dernier est défini comme étant le rapport entre les résistances thermiques interne et externe :

$$Bi = \frac{\bar{h}L}{k_c} \quad (2.27)$$

où \bar{h} est le coefficient de transfert de chaleur, L est une longueur caractéristique (=0.00406 m obtenue ici en divisant le volume du RCEG par la surface d'échange d'un côté) et k_c est la conductivité thermique du matériau composant le RCEG soit le cuivre. Afin de respecter le critère $Bi < 0.1$, la valeur de \bar{h} doit respecter ce critère :

$$\bar{h} < 2044 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Ceci représente une valeur qui peut être atteinte pour un RCEG. Ainsi, à titre indicatif, $\bar{h} = 4140 \text{ W/m}^2\text{-K}$ pour un écoulement de 1 m/s dans un tuyau de 1.27 cm de diamètre (débit massique de 456 kg/h). Malgré que le Bi peut être supérieur à 0.1, la méthode de la capacité thermique localisée sera quand même utilisée compte tenu que l'analyse n'est qu'approximative.

Donc, en supposant que $Bi < 0.1$, l'équation d'énergie qui gouverne ce système est la suivante :

$$\begin{aligned} c_c \rho_c V \frac{d\bar{T}_{RCEG}}{dt} &= q_d - q_s \\ c_c \rho_c V \frac{d\bar{T}_{RCEG}}{dt} &= \bar{h}_d A_d (\bar{T}_d - \bar{T}_{RCEG}) - \bar{h}_s A_s (\bar{T}_{RCEG} - \bar{T}_s) \end{aligned} \quad (2.28)$$

où t est le temps en secondes. En réarrangeant l'équation, nous obtenons :

$$\frac{d\bar{T}_{RCEG}}{dt} = - \left(\frac{\bar{h}_d A_d + \bar{h}_s A_s}{c_c \rho_c V} \right) \bar{T}_{RCEG} + \left(\frac{\bar{h}_d A_d}{c_c \rho_c V} \bar{T}_d + \frac{\bar{h}_s A_s}{c_c \rho_c V} \bar{T}_s \right) \quad (2.29)$$

On reconnaît une équation différentielle de la forme suivante :

$$\frac{dT}{dt} = -aT + b$$

où

$$\begin{aligned} a &= \frac{\bar{h}_d A_d + \bar{h}_s A_s}{c_c \rho_c V} \\ b &= \frac{\bar{h}_d A_d}{c_c \rho_c V} \bar{T}_d + \frac{\bar{h}_s A_s}{c_c \rho_c V} \bar{T}_s \end{aligned}$$

On résous l'équation (2.29) en supposant la condition initiale $T=T_0$ et on obtient :

$$T = \frac{b}{a} + \left(T_0 - \frac{b}{a} \right) e^{-at} \quad (2.30)$$

La constante de temps, τ , est donnée par :

$$\tau = \frac{1}{a} = \frac{c_c \rho_c V}{\bar{h}_d A_d + \bar{h}_s A_s} \quad (2.31)$$

Estimations des constantes de temps en opération. Malheureusement, il n'existe pas dans la littérature des expressions donnant \bar{h}_d et \bar{h}_s lorsque le RCEG est en opération. Il est cependant possible de déterminer une gamme possible de la valeur de la constante de temps, τ , en examinant différentes combinaisons de \bar{h}_d et \bar{h}_s .

La figure 2.13 présente les constantes de temps obtenues en variant \bar{h}_d et \bar{h}_s de 0 à 1 500 W/m²-K. Tel que montré à la figure 2.13, il y a une multitude de combinaisons de \bar{h}_d et \bar{h}_s qui correspondent à une constante de temps donnée.

Tel qu'indiqué précédemment, d'après l'étude expérimentale de Hewitt et Henderson (2001) il en découle que la constante de temps en mode opération est d'environ 30 secondes. Cette valeur de constante de temps se retrouve sur la ligne $\bar{h}_s = 480 - \bar{h}_d$. En supposant, des valeurs égales de \bar{h}_d et \bar{h}_s , il en découle que $\bar{h}_d = \bar{h}_s = 240$ W/m²-°C. Ces valeurs de \bar{h}_d et \bar{h}_s semblent plausibles et accèdent, d'une façon approximative, la constante de temps déterminée expérimentalement.

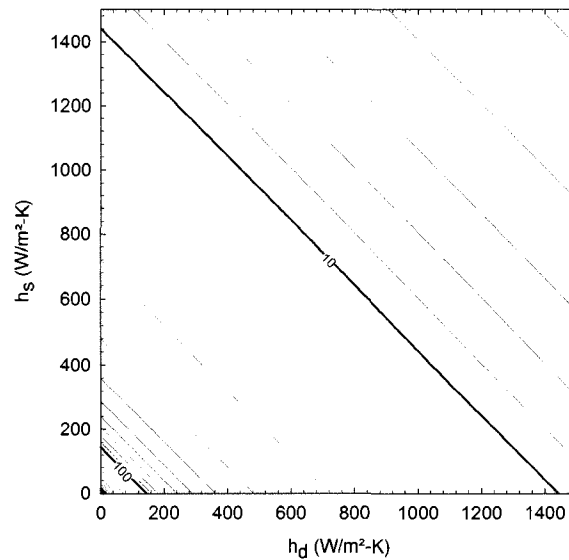


Figure 2.13 Constantes de temps (en secondes) en fonction des coefficients de transfert de chaleur \bar{h}_d et \bar{h}_s

Estimation de la constante de temps pour un RCEG en attente. Lorsqu'aucun liquide n'est présent du côté drain et que l'eau dans le serpentin est stagnante, il est possible d'obtenir des valeurs approximatives de \bar{h}_d et \bar{h}_s à partir de corrélations se trouvant dans la littérature.

On supposera que le phénomène se produisant à l'intérieur du cylindre peut être associé à de la convection naturelle de l'air causée par de l'air frais (supposé à 20 °C) en contact avec une plaque chaude (qu'on supposera à une température moyenne de 27 °C obtenue à l'aide de la figure 4.4) Cette configuration correspond à celle étudiée par McAdams (Kreith & Bohn, 2001) qui recommandent l'expression suivante pour un écoulement turbulent :

$$\bar{h}_d = 0.68(\text{Pr} Gr_L)^{1/3} \frac{k}{L} \quad (2.32)$$

où

$$Gr_L = \frac{g\beta_{\text{exp}}(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2}; \text{Pr} = \frac{c_p\mu}{k}$$

En utilisant ces relations on peut montrer que le coefficient de transfert de chaleur est de 152 W/m²-K.

Du côté de la spirale, le fluide est considéré stagnant. Il en résulte, que le nombre de Nusselt est près de 1.0. Le coefficient de transfert de chaleur est donc de :

$$\bar{h}_s = \frac{Nu_D k}{D} = 47 \frac{W}{m^2 K}$$

En utilisant ces valeurs de \bar{h}_d et \bar{h}_s la constante de temps en attente est donc de 72.5 s ce qui est inférieur à ce qui est utilisé (300 secondes).

2.5.3 Étude de sensibilité de la constante de temps sur l'énergie récupérée par le RCEG

Tel que mentionné dans les paragraphes précédents, la détermination des constantes de temps est approximative et il y a sans doute une incertitude importante sur ces valeurs. Cependant, la précision des constantes de temps, bien que souhaitable, n'est peut-être pas absolument nécessaire si la quantité d'énergie récupérée est peu sensible à la détermination exacte des constantes de temps. Dans cette section, les deux constantes de temps sont variées pour analyser leur effet sur la capacité du RCEG à récupérer l'énergie. Le système utilisé pour l'analyse paramétrique est présenté à la figure 2.14. Il s'agit d'un système de production d'eau chaude domestique standard auquel un RCEG a été ajouté. Un réservoir d'eau chaude de 280 litres est utilisé (les caractéristiques des réservoirs de stockage sont données dans le tableau 2.3), et la consommation d'eau chaude journalière est de 240 l/j.

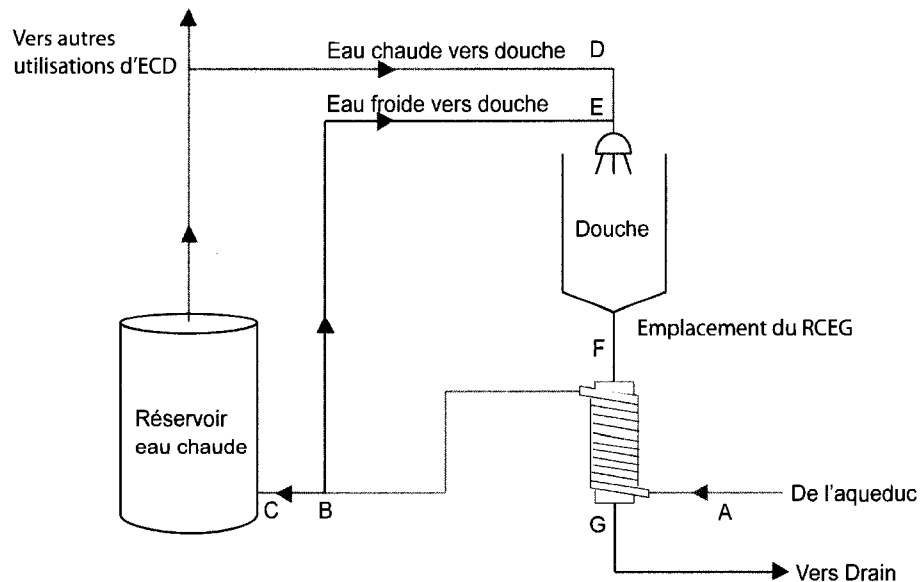


Figure 2.14 Schéma du système

Influence de la constante de temps « en opération ». Le tableau 2.4 montre les valeurs de l'énergie récupérée annuellement par un RCEG (Q_{RCEG}) pour des constantes de temps en opération variant de 8 s à 1000 s et une constante de temps en attente fixe de 300 s. La troisième colonne montre la différence relative entre la valeur de Q_{RCEG} avec une constante de temps de 30 s et la valeur de Q_{RCEG} à la constante de temps étudiée. Ce tableau montre que l'énergie récupérée par le RCEG est peu sensible ($\pm 5\%$) pour une variation de $\pm 50\%$ (± 15 s) de la constante de temps autour de la valeur utilisée dans la présente étude. Pour une constante de temps de 8 secondes l'énergie récupérée par le RCEG est de 7.2 % supérieure à celle obtenue avec une constante de temps de 30 s. À l'autre extrême, pour une constante de temps de 1000 s, le RCEG récupère près de 83 % moins d'énergie que le cas de base. Ceci est normal puisqu'avec une telle constante de temps, le RCEG ne réussit pas à atteindre la valeur d'efficacité du régime permanent pour une douche moyenne de 5 minutes.

Tableau 2.4 Énergie récupérée par le RCEG en fonction de la constante de temps en opération pour une demande journalière de 240 l/j (pour une constante de temps en attente de 300s)

τ_{op} (s)	Q_{RCEG} (kWh)	Valeurs relatives
8	912.4	1.07
15	893.7	1.05
30	851.1	1
45	808.1	0.95
1000	147.1	0.17

Influence de la constante de temps « en attente ». Au tableau 2.5, la constante de temps en attente est variée de 15 s à 10000 s tout en gardant la valeur de la constante de temps en opération constante (30 s). L'examen du tableau 2.5 indique que la capacité de récupération du RCEG est beaucoup moins sensible à la constante de temps en attente que la constante de temps en opération. Pour l'intervalle de 15 s à 450 s, la capacité de récupération de l'appareil varie de moins de 1 % par rapport à la valeur de récupération avec une constante de temps en attente de 300 s. Pour une constante de temps extrême de 10000 s, la capacité de récupération est supérieure de 3.2 % à la valeur obtenue pour 300 s.

Tableau 2.5 Énergie récupérée par un RCEG en fonction de la constante de temps en attente pour une demande journalière de 240 l/j (pour une constante de temps en opération de 30s)

τ_{sb} (s)	Q_{RCEG} (kWh)	Valeurs relatives
15	846.4	0.995
30	846.6	0.995
45	846.8	0.995
150	848.9	0.997
300	851.1	1.0
450	852.9	1.002
10000	878.4	1.032

2.6 Désurchauffeur

Une des applications étudiées dans le présent travail consiste en un triplex à consommation énergétique nette nulle. Ce triplex est chauffé et climatisé grâce à une pompe à chaleur (PAC) géothermique. Le modèle sélectionné possède un compresseur à deux étages et inclue un désurchauffeur (Climate Master, 2005). Des détails supplémentaires sur cette PAC sont présentés en Annexe C.

Tel que montré à la figure 2.15, un désurchauffeur est un échangeur de chaleur réfrigérant-eau à double tube situé entre le compresseur et le condenseur (Biaou Affouda & Bernier, 2005). Le réfrigérant circule dans le tuyau central, et l'eau circule à contre-courant autour du réfrigérant. Le désurchauffeur, comme le nom l'indique puise l'énergie de la région de surchauffe du réfrigérant (région 2'-2 sur le diagramme P-h dans la figure 2.15) et transfère cette énergie à l'eau chaude domestique.

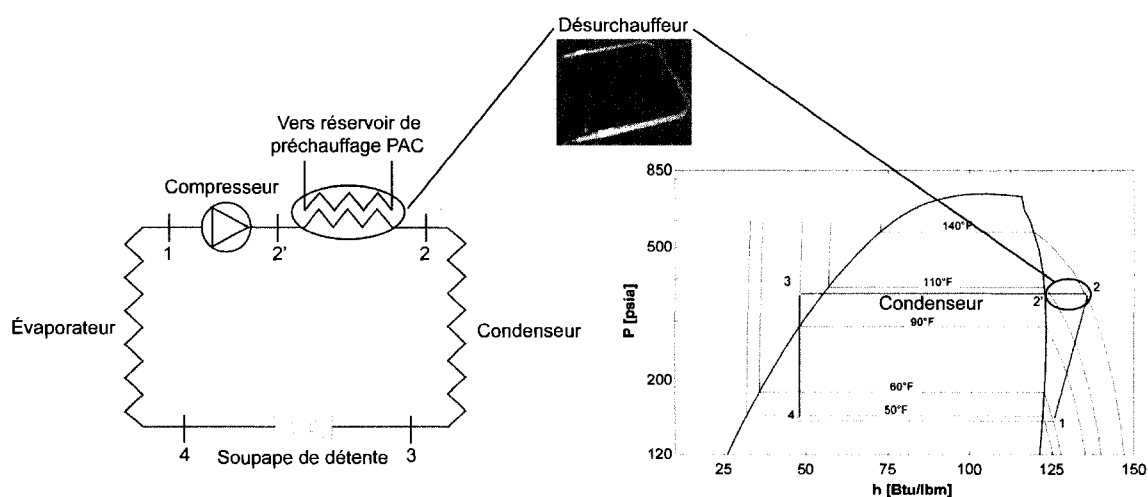


Figure 2.15 Schéma de fonctionnement du désurchauffeur

Le tableau 2.6 donne la capacité de production d'eau chaude (CPC) du désurchauffeur, défini comme la quantité d'énergie destinée à l'eau chaude domestique produite par le désurchauffeur de la PAC, et le COP de la PAC en fonction de la température de l'eau à l'entrée de la PAC (TEE) pour le désurchauffeur utilisé dans la présente étude. Les chiffres de ce tableau sont donnés pour une opération à charge partielle car le Triplex

requiert peu de chauffage et de climatisation et la PAC opère à charge partielle la majorité du temps.

Ce manufacturier (et d'autres consultés dans la littérature) ne précise pas pour quelles conditions d'entrée d'eau (température et débit) au désurchauffeur ces données ont été obtenues. Il faut donc supposer que la capacité de production est indépendante des conditions de l'eau à l'entrée du désurchauffeur.

Tableau 2.6 COP et capacité de production d'eau chaude (CPC) de la PAC Tranquility™ TT 27 modèle 026 opérant à charge partielle

TEE (°C)	Climatisation		Chauffage	
	COP*	CPC (kJ/h)	COP*	CPC (kJ/h)
-1.1	11.7		4.0	1794
4.4	11.2		4.5	1794
10	10.0	633	5	1899
15.6	8.6	950	5.4	2005
21.1	7.2	1266	5.8	2110
26.7	5.9	1583	6.2	2216
29.4	5.3	1794	6.4	2321
32.2	4.8	1899	6.6	2321
37.8	3.8	2110		
43.3	3.1	2427		
48.9	2.6	2638		

* Les valeurs du COP incluent uniquement le chauffage/climatisation du bâtiment et n'incluent pas la contribution du chauffage de l'eau chaude.

Avec ces hypothèses, la température de l'eau sortant du désurchauffeur est calculée en utilisant un bilan d'énergie :

$$T_{des,o} = \frac{CPC}{\dot{m}c_p} + T_{des,i} \quad (2.33)$$

où $T_{des,i}$ est la température à l'entrée du désurchauffeur, \dot{m} est le débit massique de l'eau dans le désurchauffeur, et c_p est la capacité thermique de l'eau. Si la PAC est en mode chauffage, l'énergie requise par le compresseur de la PAC pour réchauffer l'eau, Q_{PAC} , est évalué avec l'équation suivante :

$$Q_{PAC} = \frac{CPC}{COP} \quad (2.34)$$

Si la PAC est en mode climatisation, Q_{PAC} est égal à zéro étant donné que le désurchauffeur utilise de l'énergie gratuite autrement rejetée dans le sol.

Le modèle développé à partir des ces équation est le TYPE 152 dans TRNSYS. Il se charge de lire les données provenant des simulations du bâtiment stockées dans un fichier texte. Les entrées suivantes sont donc lues de ce fichier : COP, état de la pompe (en fonction/hors fonction, chauffage/climatisation) et la capacité de production d'eau chaude. Ensuite, le modèle s'occupe de faire les calculs requis à l'aide des équations (2.33) et (2.34).

2.7 Conclusion

La méthode f -chart est présentée au début de ce chapitre. Par son manque de flexibilité, elle s'est avérée inadéquate pour les systèmes à l'étude dans ce mémoire. C'est plutôt le logiciel TRNSYS qui est utilisé. Il est plus flexible en permettant de modéliser divers systèmes et d'incorporer de nouveaux modèles. Outre les modèles standards de TRNSYS, trois nouveaux modèles sont ajoutés, soit un modèle d'échangeur de chaleur à convection naturelle (ECCN), de récupérateur de chaleur des eaux grises, et de désurchauffeur. Le modèle du RCEG a requis une attention plus particulière. Ainsi, l'emploi d'un facteur de correction ajouté à l'efficacité au régime permanent est proposé. Ce facteur est basé sur des constantes de temps en opération et en attente. Ces constantes de temps sont difficiles à évaluer. Cependant, une étude de sensibilité démontre que leur exactitude n'est pas absolument nécessaire. Ainsi, une variation de la constante de temps en opération de 50 % entraîne une variation d'énergie récupérée par le RCEG que de 5 %.

CHAPITRE 3

GÉNÉRATION DES PROFILS D'EAU CHAUDE

3.1 Introduction

Les résultats présentés dans ce mémoire dépendent du débit d'eau chaude requis mais aussi du moment où la consommation est réalisée. L'approche classique qui utilise des profils horaires est inadéquate car elle ne permet pas de capturer les phénomènes thermiques se produisant dans le RCEG, phénomènes qui ont une constante de temps de l'ordre de la minute. Il est donc nécessaire d'utiliser des profils de consommation donnant la consommation à chaque minute de l'année. Pour ce faire, le logiciel DHW-Calc a été utilisé.

Cette section débute par une description sommaire des profils de consommation horaire classiques et une revue des travaux de Lowenstein et Hiller (1996) sur des mesures prises sur site. Ensuite la méthodologie utilisée par le logiciel DHW-calc est décrite en détail avec un exemple d'utilisation à l'appui.

3.2 Profils horaires classiques

Il est d'usage courant de modéliser les systèmes de production d'eau chaude avec des pas de temps de l'ordre de l'heure. Un des profils les plus utilisés pour cette fin est le profil de Perlman et Mills (1985). Ces derniers ont proposé le profil présenté à la figure 3.1. Il représente la consommation d'eau chaude (à 60 °C) requise à chaque heure d'une journée pour un total quotidien de 240 litres; il a été établi pour une famille de 4 personnes. La figure 3.1 montre que la plus importante demande en eau chaude se situe en matinée. Un second sommet de demande, moins important que le premier, se situe en début de soirée.

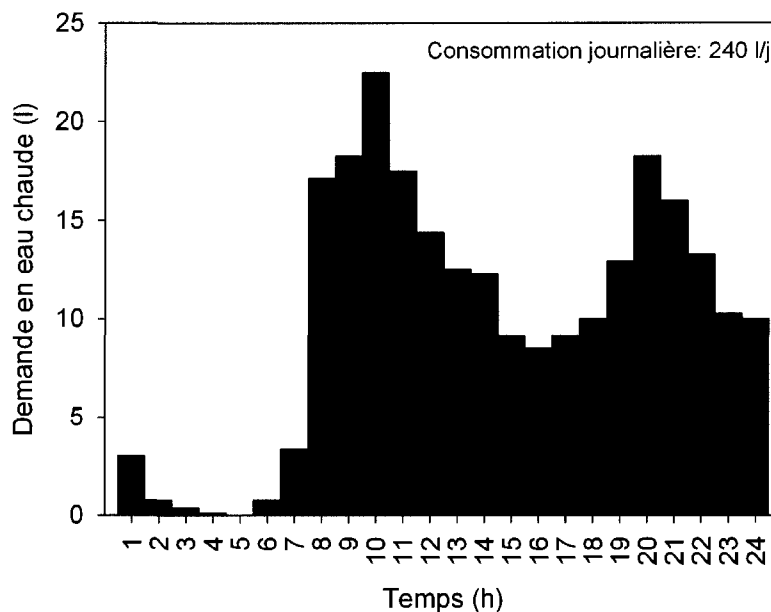


Figure 3.1 Profil de consommation de Perlman et Mills (1985)

3.3 Travaux de Lowenstein et Hiller (1996)

Les travaux de Lowenstein et Hiller (1996) sont dignes de mention. Les auteurs ont collecté des données de débit d'eau chaude consommée pendant six mois dans une résidence de quatre personnes (deux adultes et deux enfants) située près de Hartford, CT (USA). Ensuite, les auteurs ont séparé les types de demandes en quatre catégories distinctes, soit les douches, les bains, la lessive et le lave-vaisselle. Bien que cette analyse soit très exhaustive, elle ne donne que les détails pour une demande journalière de 207 litres. Ainsi, il n'est pas possible d'obtenir facilement des profils de consommation minute-par-minute pour des débits différents tels que ceux requis dans la présente étude.

3.4 Méthodologie utilisée par le logiciel DHW-Calc

Le logiciel DHW-Calc permet de générer des profils de consommation d'eau chaude (Jordan & Vajen, 2003a, 2003b). Il fut créé dans le cadre du « Solar Heating and

Cooling Program » du « IEA task 26 on Solar Combisystems ». Il permet de générer des profils d'eau chaude pour des pas de temps de 1, 3, 6, 10, 12, 15, 30 ou 60 minutes et ce peu importe le débit journalier. Dans la présente étude, un pas de temps d'une (1) minute est utilisé. Les paragraphes qui suivent décrivent la méthodologie utilisée par ce logiciel.

DHW-Calc calcule les débits pour quatre catégories de demandes soit celles dites de courte et moyenne durée, les demandes reliées à l'utilisation de la baignoire et finalement la demande des douches. L'objectif est d'évaluer pour chaque pas de temps, une minute dans ce cas-ci, le débit associé à chacune des demandes. Ces calculs sont effectués en deux étapes. En premier lieu, le nombre probable d'événements (durant une année) à un débit donné est évalué pour chacune des catégories. Ensuite, le moment où se produisent ces débits est évalué en utilisant la méthode des fréquences cumulées. Chacune des catégories est générée indépendamment et leurs débits respectifs sont superposés pour obtenir le débit total d'eau chaude à chaque pas de temps.

3.4.1 Nombre probable d'événements.

Le logiciel DHW-Calc suppose que le débit de chacune des catégories est dispersé autour de la médiane d'une distribution gaussienne. Donc, la probabilité qu'une demande en eau chaude se produise à un débit donné suit l'équation suivante :

$$\text{Prob}(\dot{Q}) = \frac{1}{(\sqrt{2\pi})\sigma} \exp \frac{-(\dot{Q} - \bar{Q})^2}{2\sigma^2} \quad (3.1)$$

où

\dot{Q} = débit pour une catégorie de demande d'eau (l/h)

\bar{Q} = valeur moyenne de débit pour une catégorie de demande d'eau (l/h)

σ = est l'écart-type (l/h)

Le tableau 3.1 présente les valeurs moyennes de débits et les écarts type utilisés dans cette étude pour chacune des catégories (Jordan & Vajen, 2003a) ; les valeurs utilisées pour obtenir les profils additionnels sont présentés à l'Annexe A. Tel que montré sur le tableau, le pourcentage d'eau chaude utilisé par les douches est de 40 %, ce qui concorde avec plusieurs autres études (Jordan & Vajen, 2000; Lowenstein & Hiller, 1996).

Tableau 3.1 Données utilisées pour générer les profils de demande de 240 l/jour

		Catégories de débit			
		Demande de courte durée	Demande de durée moyenne	Baignoire	Douche*
Débit moyen par demande	(l/h)	60	360	720	480/815
Durée de la demande	(min)	1	1	10	5
Portion	(l/jour)	33	86	25	96/163
	(%)	14	36	10	40
Écart-type	(l/h)	120	120	12	24
Débit volumique minimum	(l/h)	6			6
Débit volumique maximum	(l/h)	800			900

* La première valeur représente les valeurs d'eau chaude à 60°C et la deuxième valeur représente la demande totale.

Le logiciel DHW-Calc évalue l'équation (3.1) en incréments de 6 litres par heure. Ensuite, il calcule le nombre d'événement annuel d'une catégorie donnée par l'équation suivante :

$$N_{\text{événement}} = \frac{\int_{\dot{Q}_1}^{\dot{Q}_2} \text{Prob}(\dot{Q}) d\dot{Q} \times \frac{\text{Consommation}}{\text{Jour}} \times 365 \left[\frac{\text{Jours}}{\text{an}} \right]}{\dot{Q} \times t} \quad (3.2)$$

L'équation (3.2), est le produit de l'intégrale de l'équation de probabilité (équation (3.1)) à un intervalle donnée, multiplié par la consommation journalière de la catégorie à l'étude, multipliée par le nombre de jours dans l'année. Ce produit est divisé par le débit médian de l'intervalle donné multiplié par la durée de l'événement.

Par exemple, tel que montré à l'équation suivante, lorsque la douche est utilisée, la probabilité que le débit soit de 815 l/h (i.e. la probabilité d'avoir un débit compris entre 812 l/h et 818 l/h) est de 9.95 %.

$$\int_{812}^{818} \text{Prob}(\dot{Q}) d\dot{Q} = \int_{812}^{818} \frac{1}{(\sqrt{2\pi})\sigma} \exp \frac{-(\dot{Q} - \bar{\dot{Q}})^2}{2\sigma^2} d\dot{Q} = 0.0995 \quad (3.3)$$

La courbe bleue de la figure 3.2 présente la courbe de distribution normale pour les douches selon les paramètres présentées au tableau 3.1. La colonne présente le résultat de l'équation (3.3), soit l'intégration de l'équation (3.1) entre 812 l/h et 818 l/h.

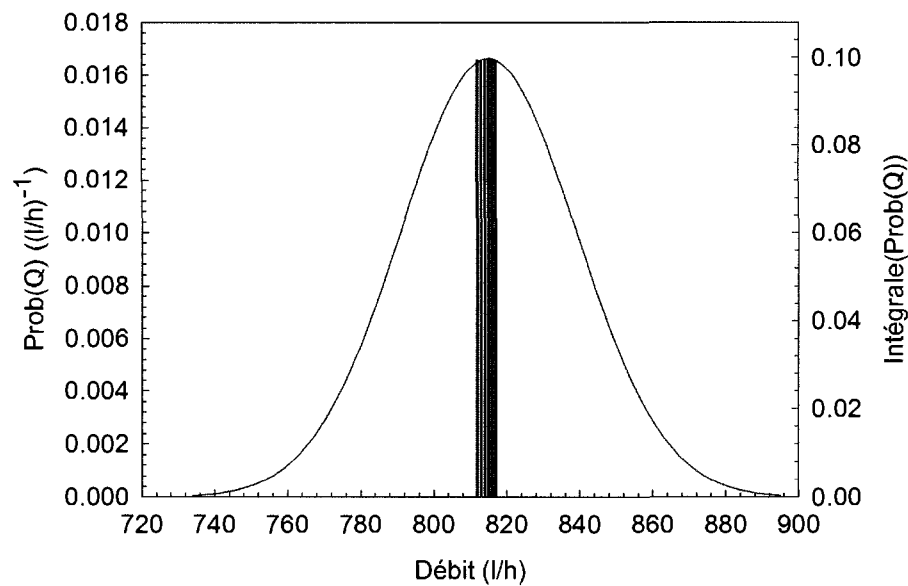


Figure 3.2 Distribution de probabilité des douches

La consommation annuelle d'eau chaude associée aux douches est de 59 495 litres :

$$163 \text{ l / jour} \times 365 \text{ jours} = 59\,495 \text{ l} \quad (3.4)$$

Donc, 5 920 litres d'eau chaude sont associés au débit de 815 l/h \pm 3 l/h :

$$59\,495 \text{ l} \times 0.0995 = 5\,920 \text{ l} \quad (3.5)$$

Cette valeur équivaut à 435 minutes de douches, soit 87 douches de 5 minutes

$$\frac{5920 \text{ l}}{815 \text{ l/h}} \times 60 \frac{\text{min}}{\text{h}} = 435 \text{ min}$$

$$\frac{435 \text{ min}}{5 \frac{\text{min}}{\text{douche}}} = 87 \text{ douches} \quad (3.6)$$

Ces calculs sont répétés pour tous les débits possibles en incréments de 6 l/h. À la fin de ce processus le nombre de douches à chacun des débits est connu.

La figure 3.3 présente les résultats de la discrétisation de l'intervalle de probabilité des douches exprimé en fonction du nombre de douches. Un total de 875 douches sont prises dans une année. Le nombre de douches maximal pour un débit donné, situé à l'intervalle 812-818 l/h, est de 87 douches. Les minimums se situent aux intervalles 740-746 l/h et 884-890 l/h pour lesquels une seule douche est prise.

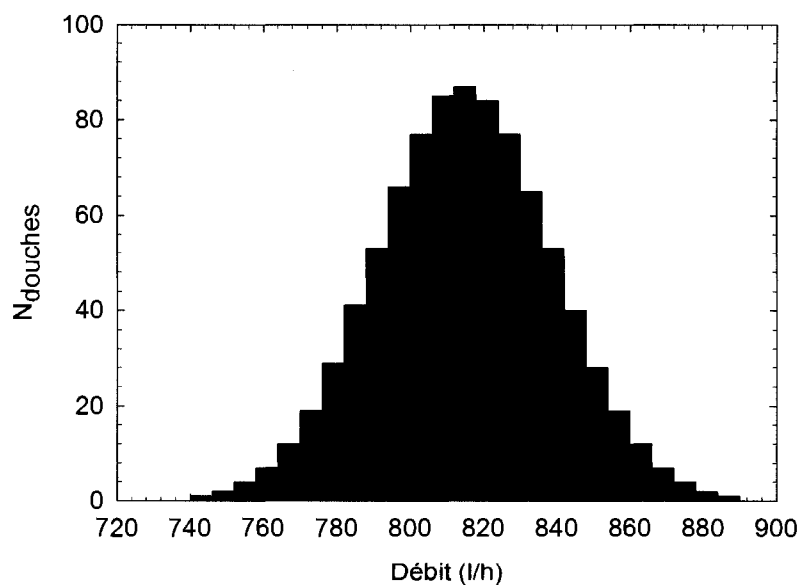


Figure 3.3 Nombre de douches en fonction du débit

3.4.2 Période de chacune des demandes.

La méthode des fréquences cumulées est utilisée pour déterminer la période de temps de chacune des demandes (Jordan & Vajen, 2000, 2001). En premier lieu, une fonction de probabilité (ne pas confondre avec l'équation (3.1)) est générée pour chacune des catégories de demande. Tel que montré par l'équation (3.7), cette fonction est un produit de probabilités qui tient compte des habitudes cycliques des occupants sur des périodes annuelle, hebdomadaire, journalière et celles correspondants aux vacances :

$$p_x(t) = p_{x, jour}(t) \times p_{x, semaine}(t) \times p_{x, année}(t) \times p_{x, vacances}(t) \quad (3.7)$$

où l'indice « x » représente la catégorie de demande (courte durée, moyenne durée, douche ou bain).

Dans le logiciel DHW-Calc, les probabilités journalières (semaine et fin de semaine) sont entrées sous forme de fonctions en escalier pour des intervalles données. Ainsi, les valeurs de $p_{x, jour}(t)$ sont données au tableau 3.2.

Tableau 3.2 Probabilité d'obtenir un évènement d'eau chaude pour chaque intervalle de temps pour la semaine et la fin de semaine

Intervalle	Semaine	Fin de semaine	
	% du Débit Journalier	intervalle	% du Débit Journalier
22:00-06:30	2	23:00-07:00	3.8
06:30-07:30	50	07:00-09:00	47.5
07:30-12:00	6	09:00-15:00	7.1
12:00-13:00	16	15:00-17:00	23.8
13:00-18:00	6	17:00-20:00	3.6
18:00-22:00	20	20:00-23:00	14.3

Ce sont celles données par défaut dans le programme DHW-Calc.

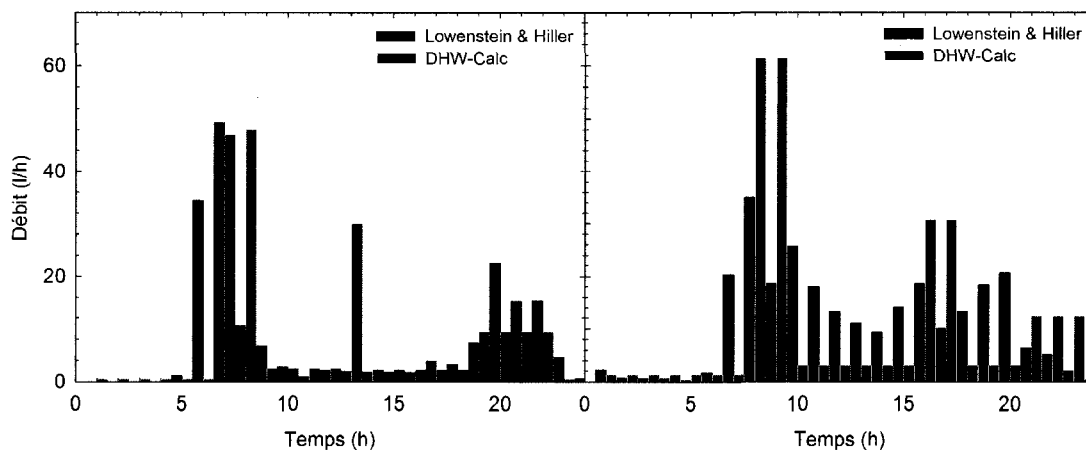


Figure 3.4 Demande en eau chaude moyenne pour la semaine (gauche) et la fin de semaine (droite) pour le profil de Lowenstein & Hiller (1996) et celui par défaut de DHW-Calc

La figure 3.4 compare les distributions journalières issues des travaux de Lowenstein et Hiller. (1996) et celles calculées par DHW-Calc. Dans les deux cas, en semaine, la probabilité de demande est presque nulle de 23:00 à 4:00 et elle est modérée de 9:00 à 17:00. On peut observer les deux pics de demande qui surviennent en matinée et en soirée pour les jours de semaine. Pour les probabilités par défaut de DHW-Calc, un troisième pic apparaît entre 12 h et 13 h alors que Lowenstein et Hiller ne prédisent pas ce pic.

En fin de semaine, les deux types de profils sont différents. Dans le cas du profil de Lowenstein et Hiller, la demande en eau chaude est faible entre 23:00 et 7:00 alors que la demande pendant la journée est plus distribuée, avec des demandes un peu plus importantes en matinée et en soirée. Par contre, dans le cas des valeurs par défaut de DHW-Calc, on observe trois pics importants : un en matinée, un autre en fin d'après-midi et un dernier en fin de soirée. Malgré les différences observées, les profils de DHW-Calc sont utilisés.

Il a été démontré par Lowenstein et Hiller (1996) que la demande en eau chaude est plus importante pendant la fin de semaine que pendant la semaine. Le logiciel DHW-calc

utilise un rapport de 1.2 entre ces deux demandes. Ce rapport se reflète dans la probabilité hebdomadaire (équation (3.8)) où le rapport entre les deux valeurs indiquées est bien de 1.2:

$$P_{x, \text{semaine}}(t) = \begin{cases} 0.95 & \text{pour la semaine} \\ 1.14 & \text{pour la fin de semaine} \end{cases} \quad (3.8)$$

La probabilité annuelle est calculée selon une variation sinusoïdale dont l'amplitude varie de 10 % avec une période d'un an. Le maximum de consommation d'eau se situe à la 45^e journée de l'année, soit le 14 février (Jordan & Vajen, 2001).

$$P_{x, \text{année}}(t) = 1 + 0.1 \sin\left(2\pi\left(\frac{t}{365} + \frac{45}{365}\right)\right) \quad (3.9)$$

L'angle est donné en radians et t est en jours dans l'équation (3.9).

Dans les simulations de ce mémoire, la probabilité $p_{x, \text{vacances}}(t)$ a été établie à un (1) pour toute l'année; donc les vacances ne sont pas prises en compte.

En intégrant l'équation (3.7) pour un an et en normalisant, nous obtenons:

$$I(t) = \frac{\int_0^t P_x(t) dt}{\int_0^{1 \text{ an}} P_x(t) dt} \quad (3.10)$$

où dt est le pas de temps (une minute dans cette étude). $I(t)$ représente la probabilité jusqu'au temps t . La figure 3.5 présente un exemple d'utilisation de l'équation (3.10).

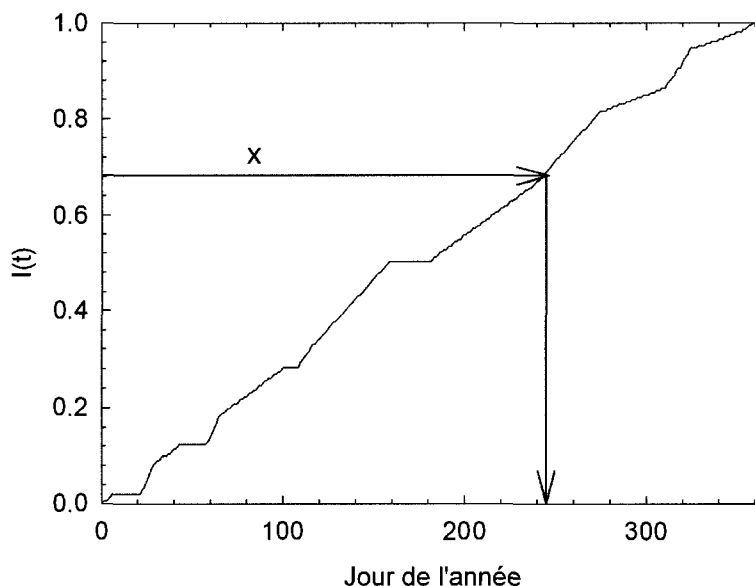


Figure 3.5 Exemple d'utilisation de la méthode des fréquences cumulées

Ensuite, une série de nombres aléatoires (entre 0 et 1) est générée. La quantité de nombre aléatoires produits correspond au nombre total d'événements de chacune des catégories dans une année.

La valeur de chacun des nombres aléatoires est ensuite utilisée avec la fonction $I(t)$ (équation (3.10)) pour déterminer le moment où se produit chaque événement. Par exemple, tel que montré à la figure 3.5, si le nombre aléatoire généré est 0.68, l'événement associé à ce nombre aléatoire arrivera au 242^e jour à 17:38.

Chacune des catégories est générée séparément et ensuite elles sont superposées pour obtenir le profil d'eau chaude total pour une minute en particulier. La figure 3.6 présente le profil d'eau chaude résultant pour les trois premiers jours de l'année. Il est à noter que la demande en eau chaude est presque nulle pendant la nuit. Le reste de la demande est distribuée en majorité en trois régions, soit le matin, le midi et en soirée. Les pics de demande semblent plus distincts la troisième journée car les deux premières journées de l'année sont un samedi et un dimanche. On peut également noter une superposition des demandes à la 36^e heure. Ainsi, une demande de douche de 800 l/heure se produit en

même temps qu'une demande en eau chaude de la catégorie autres débits de 500 l/h; la somme des débits donne donc 1300 l/heure tel qu'observé à la figure 3.6

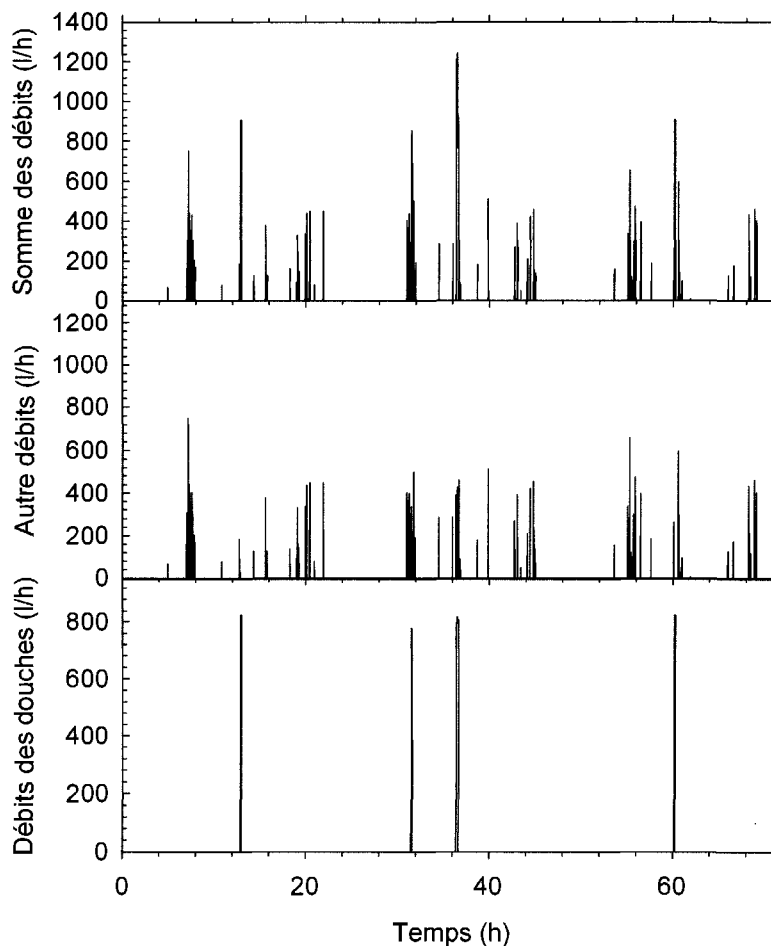


Figure 3.6 Débits des trois premiers jours d'opération pour la douche et autres débits et somme des deux débits

3.5 Conclusion

Ce chapitre traite de la génération des profils d'eau chaude. Le logiciel DHW-calc est utilisé car il est flexible en permettant de générer des profils d'eau chaude pour des pas de temps de l'ordre de la minute. DHW-calc produit les profils d'eau chaude domestique en deux étapes. Il calcule d'abord le nombre probable d'évènements pour une catégorie donnée et ensuite il détermine la période de temps pour chacun des évènements. Jusqu'à

quatre catégories de demande peuvent être générées indépendamment pour ensuite être superposées.

CHAPITRE 4

PRODUCTION D'EAU CHAUDE À L'AIDE DE RÉCUPÉRATEURS DE CHALEUR DES EAUX GRISES ET DE SYSTÈMES SOLAIRES

4.1 Introduction

Ce chapitre débute avec la présentation de la définition de la fraction renouvelable. La section suivante présente les différentes options de raccordements des récupérateurs de chaleur des eaux grises (RCEG). La capacité du RCEG à préchauffer l'eau chaude domestique ainsi que son influence sur un système solaire typique sont ensuite discutés. Ensuite, l'effet du RCEG sur le dimensionnement du réservoir de stockage dans un système de production d'eau chaude domestique est étudié. Enfin, ce chapitre se termine par une étude paramétrique qui a pour but de maximiser la fraction renouvelable et ainsi de minimiser l'énergie d'appoint (électrique) requise.

4.2 Définition de la fraction renouvelable

La performance des systèmes à l'étude est déterminée à l'aide du concept de « fraction renouvelable », F_{ren} . La fraction renouvelable est une adaptation du concept classique de fraction solaire. Ainsi F_{ren} est définie de la façon suivante :

$$F_{ren} = 1 - \frac{Q_{aux} + W_{pompes} + W_{PAC} + Q_{phase II}}{Q_{ECD,1}} \quad (4.1)$$

où Q_{aux} est l'énergie auxiliaire (élément électrique dans le cas présent) utilisée dans le réservoir d'eau chaude, W_{pompes} est la consommation énergétique de toutes les pompes du système, W_{PAC} est l'énergie requise au compresseur de la PAC pour préchauffer l'eau à partir du désurchauffeur (lorsqu'il y a un désurchauffeur dans le système), $Q_{phase II}$ est l'énergie distribuée à d'autres bâtiments (identifiés par l'appellation « phase II » en

référence à la Phase II du triplex examiné au Chapitre 5) et $Q_{ECD,1}$ est l'énergie annuelle requise pour chauffer l'eau du bâtiment.

L'équation (4.1) se réduit à la définition classique de la fraction solaire lorsqu'il n'y a pas de désurchauffeur et d'énergie distribuée à d'autres bâtiments. Finalement, si l'énergie fournie aux autres bâtiments est importante, l'équation (4.1) indique qu'il est possible d'obtenir une fraction renouvelable supérieure à 1, i.e., que l'énergie d'origine solaire dépasse les besoins du bâtiment.

4.3 Différentes options de raccordements du RCEG avec et sans système solaire

Cette section présente les résultats de simulations TRNSYS pour différentes options de raccordements du RCEG avec et sans système solaire. Il est utile de rappeler que le RCEG récupère une partie de l'énergie contenue dans les eaux grises provenant de la douche. Or, cette récupération peut s'effectuer de différentes façons dépendant du raccordement entre RCEG et la douche. De plus, lorsque le RCEG est couplé à un système solaire de production d'ECD il peut y avoir interaction entre les deux systèmes. L'objectif de cette section est donc de quantifier l'énergie économisée avec le RCEG pour différentes configurations avec et sans système solaire.

Une version de cette étude a été présentée à la 1^{ère} conférence du réseau canadien de recherche sur les bâtiments solaires (Picard et al., 2006). Les résultats présentés ici diffèrent quelque peu de cette dernière étude. D'abord, les pertes thermiques de tous les réservoirs étaient de 80 kWh par année alors qu'ici ces pertes ont été modifiées pour donner des résultats plus réalistes. De plus, le modèle TRNSYS du RCEG a subi quelques modifications.

4.3.1 Systèmes étudiés

L'ensemble des huit configurations étudiées est présenté à la figure 4.1 et au tableau 4.1.

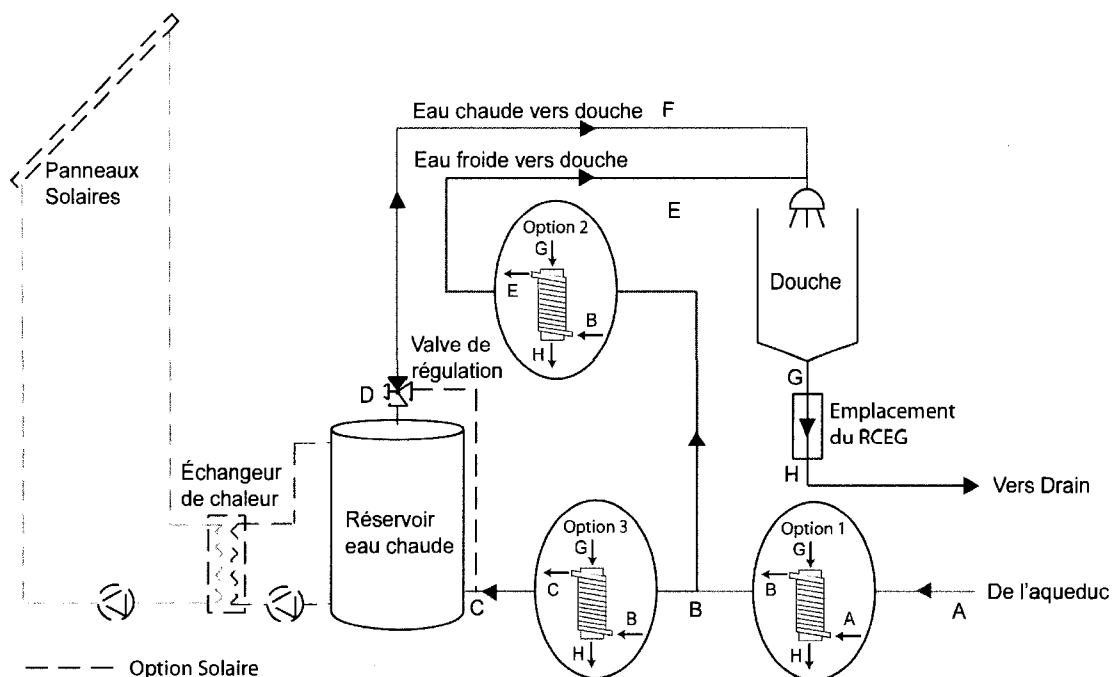


Figure 4.1 Schéma des différentes options étudiées

Dans tous les cas, le côté drain (tuyau droit) du RCEG est connecté au drain de la douche. Le RCEG peut donc uniquement récupérer l'énergie contenue dans les eaux grises de la douche.

Tableau 4.1 Configurations RCEG-Solaire à l'étude

#	Description
1	Aucun RCEG – non solaire
2	Production d'eau chaude domestique solaire thermique uniquement
3	RCEG uniquement (option 1)
4	RCEG (option 1) + Solaire Thermique
5	RCEG uniquement (option 2)
6	RCEG (option 2) + Solaire Thermique
7	RCEG uniquement (option 3)
8	RCEG (option 3) + Solaire Thermique

Les caractéristiques du réservoir d'eau chaude utilisé sont fonction de la présence ou non de panneaux solaires dans le système. Ces caractéristiques ont été présentées au tableau 2.3. Lorsque l'option solaire n'est pas considérée (configurations # 1, 3, 5 et 7), un réservoir d'eau chaude standard (avec deux éléments électriques) d'une capacité de

280 litres est utilisé. Lorsque la production solaire est considérée (configurations # 2, 4, 6 et 8) le volume du réservoir est de 455 litres, mais un seul élément électrique est utilisé. Celui-ci est installé au 4^e nœud à partir du sommet (voir figure 2.3). Tel que montré sur la figure 4.1, une vanne de régulation est installée pour empêcher que l'eau au robinet ne dépasse 60 °C.

Trois options de raccordement du RCEG sont considérées. La différence entre ces trois options repose sur la manière dont le serpentín du RCEG est connecté.

Option 1 : Eau chaude et eau froide préchauffée par le RCEG. La première option consiste à préchauffer l'eau chaude et l'eau froide. L'eau chaude entre au point A (voir figure 4.1), est préchauffée par le RCEG, et sort au point B, où le débit est séparé en deux : une partie est dirigée au robinet d'eau froide, tandis que l'autre partie est dirigée dans le réservoir à eau chaude.

Option 2 : Eau froide préchauffée par le RCEG. Dans cette configuration, seule l'eau froide utilisée par la douche est préchauffée (du point B au point E sur la figure 4.1)

Option 3 : Eau chaude préchauffée par le RCEG. Dans ce cas, le RCEG est utilisé pour préchauffer l'eau chaude utilisée dans la douche avant qu'elle soit réchauffée par le réservoir d'eau chaude. L'eau de l'aqueduc entre dans le serpentín du RCEG au point B, est réchauffé et est ensuite acheminée au réservoir d'eau chaude au point C. À titre indicatif, la figure 4.2 présente la fenêtre d'assemblage de TRNSYS de cette dernière configuration.

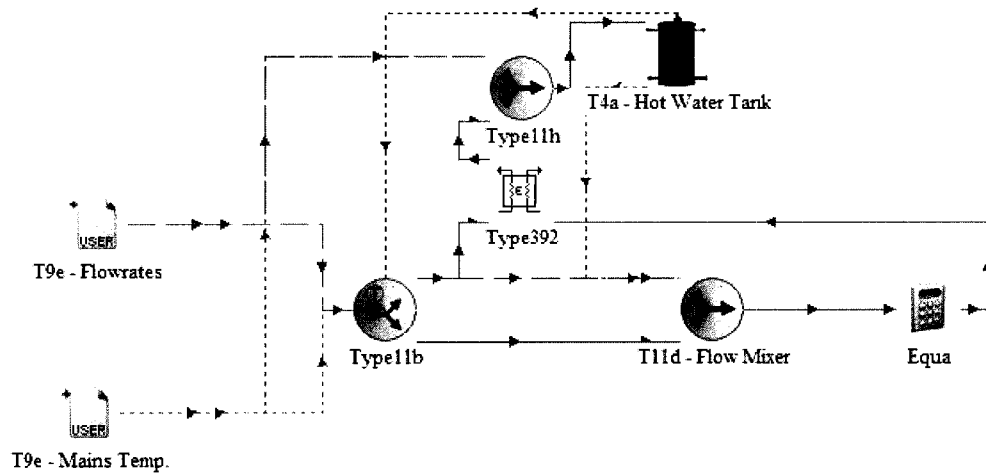


Figure 4.2 Représentation TRNSYS de l'option 3

Production d'eau chaude domestique par panneaux solaires thermiques. Tel qu'indiqué au tableau 4.1, chacune des trois options énumérées ci-dessus est évaluée avec et sans système de production d'eau chaude domestique par panneaux solaires thermiques. Le système de production d'eau chaude solaire est montré à la figure 4.1 en pointillés. Ce système est constitué d'une connexion aux panneaux solaires par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur. Les pompes sont activées au moyen d'une sonde de température différentielle. La figure ci-dessous présente la partie de l'assemblage TRNSYS nécessaire pour la simulation de l'option solaire.

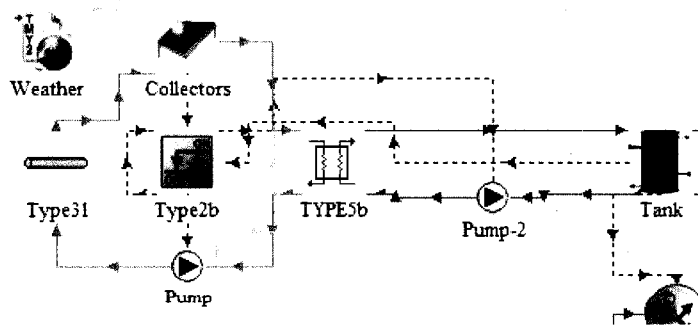


Figure 4.3 Représentation TRNSYS du système solaire.

4.3.2 Résultats et Discussion

Avant de présenter les résultats pour les huit (8) configurations étudiées, il est utile de présenter l'évolution de la température à certains points du système.

La figure 4.4 présente ces résultats pour la configuration #4 (voir tableau 4.1), pour les trois premières journées de l'année pour une consommation de 240 l/j. Durant cette période, on retrouve un total de 5 demandes de type douches (le deuxième pic vers la 36^e heure contient 3 douches rapprochées qu'on ne peut distinguer sur la figure). Les points présentés sur cette figure correspondent à ceux présentés à la figure 4.1. Le point A est la température de l'eau de l'aqueduc. Le point B est la température à la sortie du serpentin du RCEG et le point H, la température à la sortie du drain du RCEG. Les températures aux points D et F représentent la température à la sortie du réservoir d'eau chaude après la valve de régulation de température, et la température à la pomme de douche, respectivement. Quand une douche est prise, la variation de température aux points B et H peut être observé. Ainsi, le RCEG augmente la température au point B d'une température de 4 °C à environ 20 °C alors que la température à la sortie du RCEG du côté drain descend à environ 18 °C.

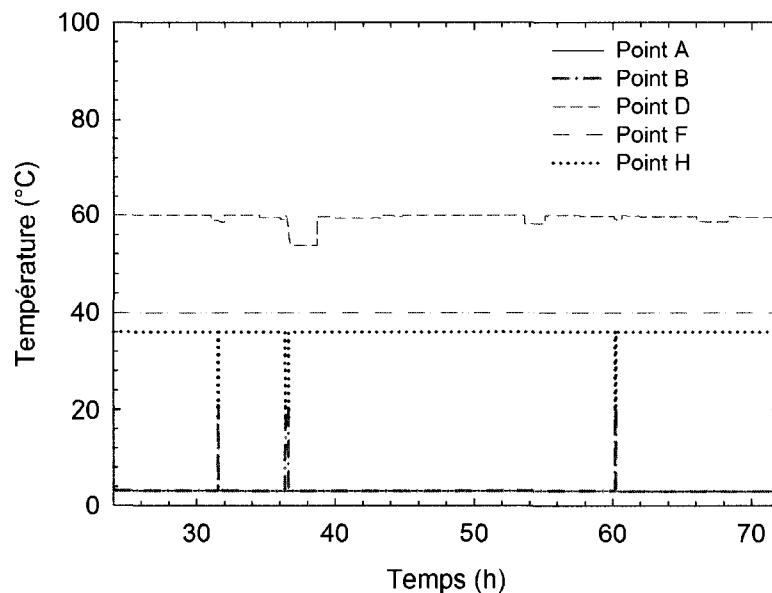


Figure 4.4 Températures dans le système pour les trois premiers jours d'opération pour la configuration #4

La figure 4.5 présente la moyenne journalière d'énergie électrique requise pour chauffer l'eau chaude pour chacune des huit (8) configurations. Comme prévu, la quantité d'énergie requise pour chauffer l'eau en été est moindre que celle requise en hiver. Ceci s'explique par le fait que la température de l'eau de l'aqueduc est plus élevée en été. De plus, dans le cas du système solaire, l'énergie solaire est plus abondante en été. Un examen des quatre courbes supérieures, sans chauffage solaire, montre que la différence entre la courbe « sans RCEG » et les trois autres courbes est plus grande en hiver qu'en été. Donc, toutes les options du RCEG ont une meilleure performance en hiver. Ceci est dû au fait que l'eau de l'aqueduc est plus froide en hiver qu'en été, ce qui cause une plus grande différence de température dans le RCEG entre l'eau du serpentin et l'eau du drain, et en conséquence, une plus grande quantité d'énergie récupérée par le RCEG.

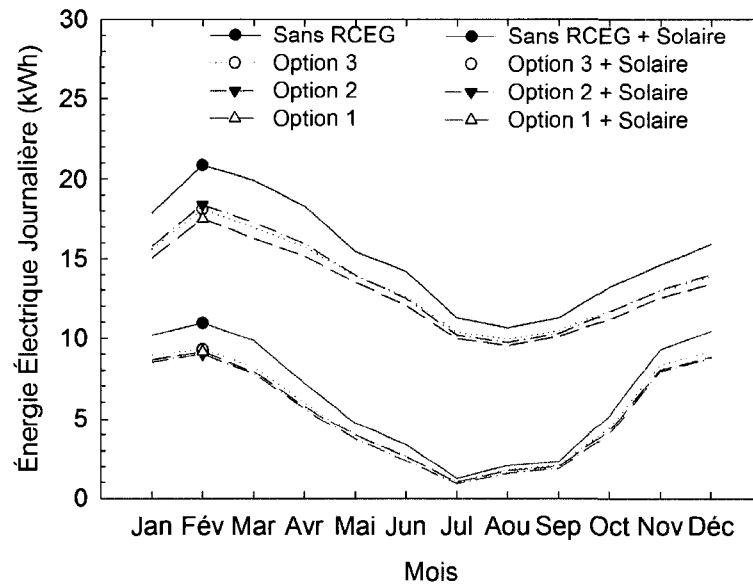


Figure 4.5 Moyenne journalière d'énergie électrique achetée pour la production d'eau chaude pour chaque mois

Les résultats annuels pour chacune des configurations sont comparés au tableau 4.2. Tel que montré, l'énergie totale requise pour chauffer l'eau chaude domestique est pratiquement la même pour chaque configuration avec une moyenne de 5040 kWh, dont environ 2060 kWh pour l'eau chaude des douches. Les légères différences observées dans l'énergie annuelle requise pour chauffer l'eau chaude domestique sont occasionnées par la variation de la température à la sortie du réservoir d'eau chaude. Cette température varie en fonction de la capacité du système à produire suffisamment d'eau chaude. Les pertes de chaleur des réservoirs (Q_{Pertes}) sont sensiblement les mêmes pour les configurations sans systèmes solaires (536, 550, 540, et 554 kWh) et avec systèmes solaires (598, 632, 625, et 647 kWh) indiquant que la température moyenne dans le réservoir est sensiblement la même dans chaque cas.

Tableau 4.2 Sommaire des résultats annuels

#	Q _{ECD} (kWh)	Q _{douches} (kWh)	Q _{auxiliaire} (kWh)	Q _{RCEG} (kWh)	$\frac{Q_{RCEG}}{Q_{douches}}$	Q _{solaire} (kWh)	W _{pompes} (kWh)	Q _{Pertes} (kWh)	F _{ren}
1	5032	2060	5567	0	0.000	0	0	536	0.000
2	5024	2061	2327	0	0.000	3279	73	598	0.522
3	5044	2061	4741	851	0.413	0	0	550	0.060
4	5040	2061	1932	851	0.413	2873	69	632	0.603
5	5044	2061	4935	647	0.314	0	0	540	0.022
6	5044	2061	1878	646	0.313	3129	71	625	0.614
7	5039	2061	4924	667	0.324	0	0	554	0.023
8	5037	2061	1993	667	0.324	3008	68	647	0.591

Les configurations sans chauffage solaire seront examinées en premier. Les résultats indiquent que le RCEG, dépendant de son option de raccordement, peut récupérer entre 31.3 et 41.3 % de l'énergie requise pour préchauffer l'eau nécessaire aux douches. Ces résultats sont en accord avec d'autres études (Office de l'efficacité Énergétique, 2004; U.S. DOE, 2001) revues au chapitre 1. Ceci représente des économies variant de 646 à 851 kWh. Lorsque ces valeurs sont comparées à l'énergie totale requise pour l'eau chaude domestique (Q_{ECD}) la portion de l'énergie totale requise pour chauffer l'eau chaude fournie par le RCEG est de 13.2 % pour l'option 3 (configuration #7), 12.8 % pour l'option 2 (configuration #5) et 16.9 % pour l'option 1 (configuration #3). L'option 1 est donc la meilleure en ce qui a trait à l'économie d'énergie. En utilisant le concept de « fraction renouvelable » défini précédemment on remarque que la fraction renouvelable pour ces configurations varie de 2.2 % à 6.0 %.

Tel que montré au tableau 4.2, l'addition d'un système solaire augmente substantiellement la fraction renouvelable. Lorsqu'uniquement le système solaire est utilisé (deuxième configuration dans le tableau 4.1) les panneaux solaires fournissent 3279 kWh, ce qui correspond à une fraction renouvelable de 52.2 %. Lorsque le RCEG est ajouté au système, la fraction renouvelable peut atteindre 61.4 % avec l'option 2.

Il est intéressant de noter que l'opération du panneau solaire thermique n'a aucun effet sur l'énergie récupérée par le RCEG. Ainsi, les configurations 3-4, 5-6, et 7-8 ont les

mêmes valeurs de Q_{GFX} . Par contre, la température dans le bas du réservoir d'eau chaude a une influence appréciable sur l'énergie produite par les capteurs solaires. La figure 4.6 montre la température dans le bas des réservoirs pour les configurations #2 et #4 (qui possèdent du solaire thermique), pour les jours 2 et 3 de l'année. Pour la configuration #2 (solaire uniquement), cette température est généralement plus basse que la configuration 4 (solaire + RCEG - option 1). En examinant les colonnes montrant l'énergie solaire totale ($Q_{solaire}$) et l'énergie des pompes (W_{pompes}) dans le tableau 4.2, on constate l'effet de l'ajout du RCEG dans le système. Sans le RCEG (configuration 2), l'énergie fournie par le solaire thermique est de 3279 kWh et l'énergie des pompes est de 73 kWh. Lorsque le RCEG est ajouté au système (configuration 4), l'énergie fournie par le solaire thermique diminue à 2873 kWh, soit une chute de 11.7 % par rapport à la configuration 2. L'énergie consommée par la pompe est de 69 kWh, soit une diminution de 5.5 %. Des comportements similaires peuvent être observés pour l'«option 2 + solaire» et l'«option 3 + solaire». En bref, la température dans le bas du réservoir solaire affecte l'énergie récupérée par le système solaire de deux façons. Premièrement, elle diminue le rendement des capteurs solaires en augmentant la température à l'entrée de ceux-ci ce qui augmente les pertes de chaleur des capteurs solaires. Deuxièmement, le réservoir se charge plus rapidement ce qui signifie que le système solaire fonctionne moins souvent. Ceci peut être vérifié en examinant l'énergie de pompage au tableau 4.2 qui indique un temps de fonctionnement moindre.

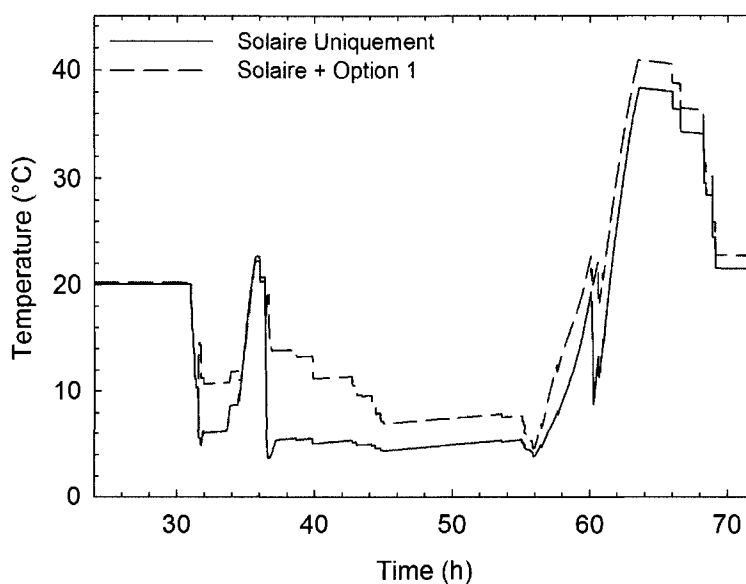


Figure 4.6 Température dans le bas des réservoirs pour les jours 2 et 3 pour les configurations 2 et 4

En considérant les cas avec du solaire et un RCEG, c'est la configuration 6 (option 2 de raccordement) qui a la fraction renouvelable la plus élevée avec 61.4 % suivie de la configuration 4 (option 1 de raccordement) à 60.3 % et de la configuration 8 (option 3 de raccordement) à 59.1 %. Dans la configuration 6, seule l'eau froide de la douche est préchauffée par le RCEG. Le rendement du système solaire n'est donc pas affecté par le RCEG, mais il capte moins d'énergie que la configuration 2 (sans RCEG) étant donné que moins d'eau chaude est requise. Avec la configuration 4 par contre, le RCEG préchauffe toute l'eau de la douche, ce qui, en plus de diminuer la quantité d'eau chaude requise, contribue à l'augmentation de la température dans le bas des réservoirs et conséquemment à une diminution du rendement solaire. Aussi, le rendement des capteurs solaires pour la configuration 6 est plus élevé que celui de la configuration 4. Le rayonnement solaire annuel sur la surface de panneaux solaire est de 8270 kWh. La configuration 6 offre un rendement annuel de 37.8 % alors que pour la configuration 4, le rendement est de 34.8 %. Donc, l'option 2 est la meilleure option de raccordement lorsqu'un RCEG est utilisé conjointement avec un système solaire.

4.4 Impact du RCEG sur le dimensionnement du réservoir d'eau chaude

La présente section est consacrée à l'étude de l'influence de la présence d'un RCEG sur le volume de stockage. Dans l'article publié par Picard et al. (2006), il a été démontré que, lorsqu'il est utilisé sans système solaire, un RCEG récupère le maximum d'énergie lorsqu'il est installé de façon à récupérer toute l'eau chaude des écoulements simultanés. L'utilisation de ce RCEG peut, en théorie, mener à une réduction du volume du réservoir d'eau chaude. En effet, l'eau préchauffée par le RCEG entre à une température plus élevée dans le réservoir. En conséquence, pour une puissance de chauffe donnée, le temps requis pour chauffer l'eau jusqu'au point de consigne est réduit. En d'autres termes, le temps requis pour que la température de sortie de l'eau soit inacceptable lors d'une forte demande est plus long. Donc, en principe, un volume de stockage réduit peut être utilisé lorsqu'un RCEG est installé. La diminution de la taille des réservoirs permet de réduire les coûts d'achats. De plus, la surface extérieure du réservoir étant réduite, les pertes thermiques au travers la paroi sont plus faibles.

4.4.1 Système étudié

La figure 4.7 présente le schéma du système étudié. Il consiste en un système standard de production d'eau chaude domestique avec, en option, un RCEG branché pour récupérer l'eau de drainage des douches. L'eau de l'aqueduc arrive au point A. Si l'option avec RCEG existe, l'eau froide passe par le serpentin A-B pour être préchauffée par les eaux grises de la douche F-G, sinon, l'eau passe directement à B. Ensuite l'écoulement d'eau est séparé en deux, d'un côté l'eau va directement au robinet d'eau froide de la douche, et de l'autre côté, elle est préchauffée par le réservoir d'eau chaude. Dans l'étude publiée par Picard et al. (2006), on a conclu que l'option optimale de raccordement du RCEG est lorsque toute l'eau de la douche est préchauffée par l'échangeur de chaleur, ce qui diffère des conclusions de la section précédente; les pertes des réservoirs considérées dans cet article étant différentes de celles présentées dans la section 4.3. Puisque les résultats de la section précédente ont été obtenus après avoir

produit les simulations suivantes, l'option de configuration optimale présentée dans Picard et al. (2006) a été retenue pour la suite du mémoire. Finalement, l'eau se dirige vers le robinet d'eau chaude de la douche ou vers d'autres utilisations d'eau chaude domestique.

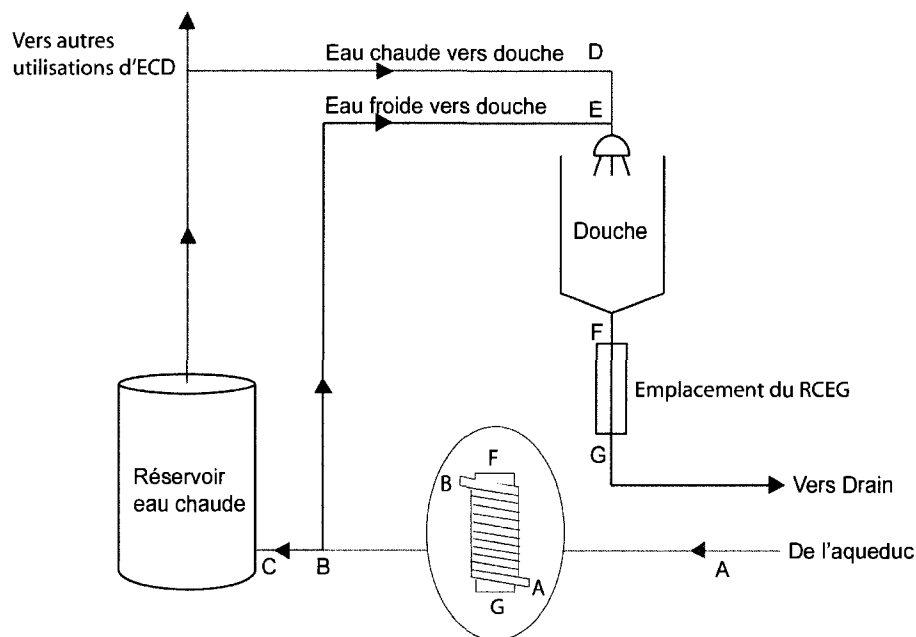


Figure 4.7 Schéma du système de production d'eau chaude avec un RCEG

Un système de production d'eau chaude sans stockage et sans RCEG est d'abord simulé dans le but d'établir un cas de référence. Dans le système de production sans stockage, le réservoir d'eau chaude est remplacé par un chauffe-eau sans réservoir avec une puissance de chauffe très grande. Tel que présenté au tableau 4.3, des réservoirs d'eau chaude standards de volumes variant de 100 à 280 litres sont simulés pour deux options soit avec ou sans RCEG; les volumes de réservoirs choisis sont disponibles commercialement. Les caractéristiques des réservoirs de stockage sont données dans le tableau 2.3. Des profils d'eau chaude de 240 l/jour (consommation moyenne) ainsi que de 360 l/jour (forte consommation) sont utilisés dans l'analyse.

Tableau 4.3 Paramètres variés lors des simulations

Paramètres	Unités	Valeurs
RCEG	(-)	oui, non
Volume des réservoirs	(l)	100, 136, 184, 280
Demande journalière	(l/j)	240, 360

4.4.2 Résultats et Discussion

Avant de montrer les résultats de performance, il est utile d'observer l'évolution de la température dans un réservoir. La figure 4.8 montre la température pour le premier (T1) et le dernier (T10) nœud d'un réservoir de 184 litres ainsi que le débit correspondant pour une configuration avec et sans RCEG pour la deuxième journée de l'année. On constate que, durant cette période, deux séries de demande de type douche (vers 31.5 h et 35.5 h) et plusieurs demandes d'autres catégories sont présentes. La première série contient une demande de douche et la deuxième en contient trois de suite. En regardant la température au bas du réservoir (T10) de la figure de droite, on voit que le RCEG fonctionne uniquement lorsqu'il y a une demande de type douche.

Un réservoir qui reçoit de l'eau préchauffée par le RCEG a une température moyenne plus élevée qu'un réservoir sans RCEG. Ceci peut être examiné sur la figure 4.8. Ainsi, dans le réservoir non préchauffé par le RCEG, dans la deuxième série de douches, le réservoir d'eau chaude est déchargé et ne permet plus de prendre une douche confortable puisque la température du premier nœud tombe sous 37 °C alors que dans le réservoir précédé d'un RCEG, le système de production d'eau chaude réussit à fournir l'eau à une température acceptable (pour une douche), soit supérieure à 37 °C.

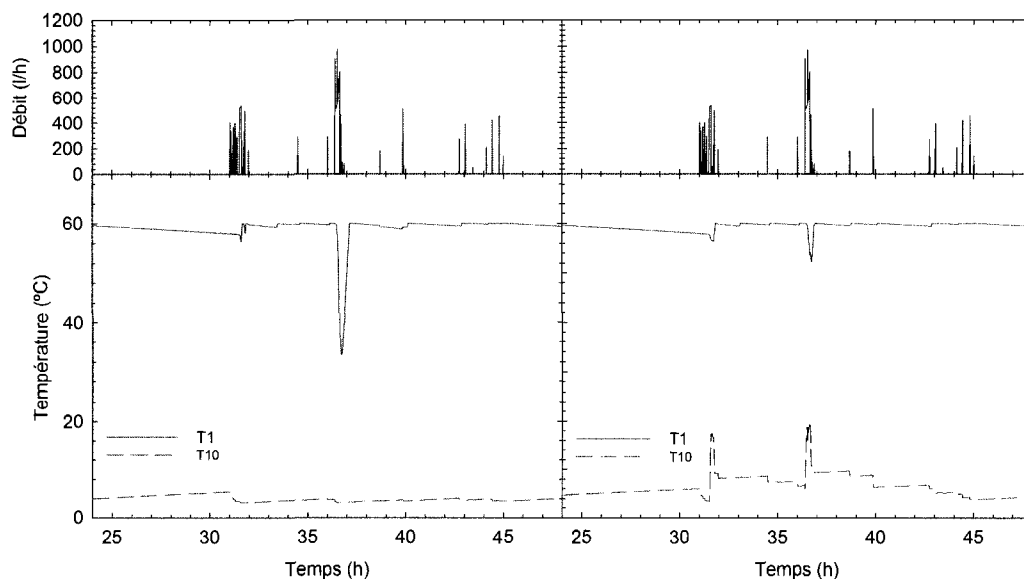


Figure 4.8 (en bas) Températures dans le réservoir pour un volume de 184 l et (en haut) débit pour une configuration (à gauche) sans RCEG, (à droite) avec RCEG

Le tableau 4.4 présente l'énergie consommée par l'eau chaude domestique (Q_{ECD}), l'énergie électrique utilisée par les éléments chauffants (Q_{aux}), l'énergie récupérée par le RCEG (Q_{RCEG}) ainsi que les pertes dans les réservoirs (Q_{Pertes}). Les deux premières rangées des deux profils d'eau chaude sont les résultats des cas de référence sans stockage avec un point de consigne à 55 °C et à 60 °C. Dans tous les cas, nous observons qu'à mesure que le stockage augmente, l'énergie requise par l'eau chaude domestique augmente. Pour le cas sans RCEG, l'énergie requise pour l'eau chaude domestique passe de 3868 kWh pour un stockage de 100 litres à 5032 kWh pour un stockage de 280 litres. Cette différence est attribuable à deux facteurs. Premièrement, les pertes thermiques du petit réservoir sont plus faibles. Deuxièmement, pour un faible volume de stockage, le système d'ECD ne permet pas de fournir des douches à une température de 40 °C en tout temps ce qui, évidemment, requiert moins d'énergie.

Le volume de stockage a une certaine influence sur la capacité de récupération de chaleur du RCEG. Ainsi, pour un faible stockage, le système d'ECD ne permet pas de

fournir des douches à une température de 40 °C en tout temps, ce qui a des effets négatifs sur la capacité de récupération du RCEG puisque la température dans le drain est plus basse.

Tableau 4.4 Échange d'énergie dans les diverses composantes du système de production d'eau chaude

Volume (l)	sans RCEG			avec RCEG				
	Q _{ECD} (kWh)	Q _{aux} (kWh)	Q _{Pertes} (kWh)	Q _{ECD} (kWh)	Q _{aux} (kWh)	Q _{RCEG} (kWh)	Q _{aux} + Q _{RCEG} (kWh)	Q _{Pertes} (kWh)
240 l/j								
Sans stockage @ 55 °C	4787	4787	0					
Sans stockage @ 60 °C	5092	5092	0					
100	3868	4007	142	4156	3589	725	4314	161
136	4734	5062	329	4838	4354	826	5180	342
184	4890	5285	396	4950	4517	841	5359	410
280	5032	5567	536	5044	4741	851	5592	550
360 l/j								
Sans stockage @ 55 °C	7208	7208	0					
Sans stockage @ 60 °C	7666	7666	0					
100	5242	5374	135	5718	4870	1001	5870	155
136	6724	7039	315	7008	6139	1200	7339	332
184	7099	7476	379	7289	6438	1249	7687	398
280	7509	8032	525	7561	6816	1287	8103	544

Pour une consommation de 240 l/j, nous observons que l'énergie requise pour combler les demandes en eau chaude à une température de 55 °C (4787 kWh) est atteinte pour un volume de stockage se situant entre 136 et 184 litres pour un système sans RCEG et entre 100 et 136 litres pour un système avec RCEG. Pour une consommation journalière de 360 l/j, cette limite est atteinte entre 184 et 280 litres sans RCEG et entre 136 et 184 litres avec RCEG. Avec cette observation, il serait possible, en principe de réduire le volume de stockage de 184 à 136 litres en installant un RCEG pour une consommation de 240 l/j et de 280 à 184 litres en installant un RCEG pour une consommation de 360 l/j.

L'examen de l'évolution de la température des douches, présentée au tableau 4.5, permet d'arriver au même constat. Ce tableau présente la portion de douches froides ainsi que la

température moyenne de ces douches considérées comme froides. Une douche est considérée froide lorsque la température à la sortie de la pomme de douche atteint une température inférieure à 37 °C, température minimale de confort (Zaloum et al., 2007). La portion de douches froides est le pourcentage de temps pendant lequel les douches sont froides. Par exemple, pour 2 douches de 5 minutes, si l'une d'elles est au dessus de 37 °C pendant toute sa durée et que l'autre tombe sous les 37 °C pendant 2 minutes, alors la portion de douches froides pour ces deux douches est de 20 %. Tel que mentionné dans un précédent chapitre, un total de 875 douches de 5 minutes sont prises à une consommation journalière de 240 l/j et 1317 le sont à une consommation journalière de 360 l/j. Pour une consommation de 240 l/j avec un système de production d'ECD sans RCEG et un volume de stockage de 184 l, 4.03 % des douches, ou 176 minutes de douches sont considérées comme froides. Pour un système avec RCEG et un stockage 136 l, la proportion atteint 5.17 %, ou 226 minutes. Dans le cas d'une consommation de 360 l/j, avec un volume de stockage de 280 l sans RCEG, environ 116 minutes de douches sont prises à une température inacceptable. Avec un volume de 184 litres et un RCEG, 364 minutes dans l'année sont inconfortables. L'arrangement avec une consommation de 240 l/j et un volume de stockage de 280 l et comprenant un RCEG est le seul cas où 100 % douches sont confortables.

En supposant qu'un seuil d'environ 5 % de douches inconfortables (219 minutes à 240 l/j et 329 minutes à 360 l/j) est tolérable il est possible de juger de l'effet de l'ajout d'un RCEG sur le dimensionnement du réservoir de stockage. Dans ce cas, pour une consommation de 240 l/j, un volume de stockage de 136 litres avec RCEG donne une proportion de douches froides tolérables (5.17 %), et pour une consommation de 360 l/j, c'est un réservoir de 184 litres qui est requis (5.54 %).

Avec un réservoir moins volumineux, les pertes de chaleur à travers les parois du réservoir diminuent. Pour un profil d'eau chaude de 240 l/j et un stockage de 184 litres et sans RCEG, les pertes des réservoirs sont de 396 kWh. Pour un stockage de 136 litres

avec un RCEG, les pertes sont de 342 kWh, soit une diminution de 14 %. Pour un profil d'eau chaude de 360 l/j, une diminution du stockage de 280 litres sans RCEG à un stockage de 184 litres avec RCEG, entraîne une diminution des pertes thermiques de 24 %.

Tableau 4.5 Température moyenne d'eau chaude domestique

Volume (l)	sans RCEG			avec RCEG		
	Douches froides			Douches Froides		
	T _{ECD} (°C)	Portion (%)	T _{Douche Froide} (°C)	T _{ECD} (°C)	Portion (%)	T _{Douche Froide} (°C)
240 l/j						
100	43.25	35.22	22.09	46.21	25.07	24.52
136	54.50	8.42	22.07	55.90	5.17	24.97
184	56.70	4.03	23.97	57.56	2.35	27.78
280	58.92	0.18	32.13	59.17	0.00	
360 l/j						
100	39.43	43.17	20.15	42.29	34.21	22.52
136	51.07	17.66	19.82	53.13	10.88	23.24
184	54.21	10.18	21.70	55.80	5.54	25.13
280	58.14	1.77	27.10	58.76	0.42	29.18

Une autre indication de la performance du système de production d'ECD est le débit maximal continu pour lequel le système peut fournir de l'eau chaude à une température confortable pour une douche, soit 37 °C. Le tableau 4.6 résume les résultats obtenus pour ce cas. On constate que le stockage a une influence minimale sur la capacité continue du système de production d'eau chaude alors que l'installation d'un RCEG a une influence significative. Notons premièrement que les éléments chauffants de tous les réservoirs fonctionnent dans un mode maître/esclave, alors dans un cas de consommation continue, l'élément du bas n'est pas sollicité puisque l'élément du haut doit toujours fonctionner. Dans le cas des trois premiers réservoirs, tous les éléments sont de 3 kW, donc il est normal de voir tous ces trois réservoirs fournir un débit similaire. Dans le réservoir de 280 litres, l'élément est plus puissant (4.5 kW), donc le débit possible est plus élevé. L'installation du RCEG a une influence beaucoup plus significative; il augmente le débit possible d'un facteur variant entre 2.2 et 2.4. Le

RCEG permet à l'eau chaude d'entrer à une température plus élevée dans le réservoir d'ECD et ainsi d'alléger la charge sur l'élément chauffant. Le système peut donc mieux chauffer l'eau chaude domestique et ainsi augmenter le débit continu maximal.

Tableau 4.6 Débit maximum possible dans le système de production d'ECD en fonction du volume pour un système avec RCEG et sans RCEG

Volume (l)	Sans RCEG (l/h)	Avec RCEG (l/h)
100	101	243
136	101	244
184	102	244
280	152	342

En conclusion, on peut dire que l'emploi d'un RCEG permet de réduire le volume de stockage de 184 à 136 litres pour une consommation normale de 240 l/j et de 280 à 184 litres pour une forte consommation de 360 l/j. Un RCEG permet aussi d'augmenter d'un un facteur de 2.2 à 2.4 le débit maximal pour lequel le système peut fournir de l'eau chaude à une température confortable pour une douche.

4.5 Optimisation de la production d'eau chaude solaire dans les maisons à consommation énergétique nette zéro

L'étude présentée dans cette section a comme objectif de minimiser le chauffage d'appoint électrique lié au chauffage de l'eau chaude solaire. Ceci est réalisé en choisissant des tubes sous vide comme capteurs solaires, en sur-dimensionnant la surface de captation et le volume de stockage et en optimisant l'orientation des capteurs. Cette étude a déjà été présentée par Picard et Bernier (2007). Cependant, certains paramètres d'entrée ont été modifiés pour obtenir des résultats un peu plus réalistes.

4.5.1 Système étudié

La figure 4.9 présente le système de production d'eau chaude à l'étude. Il s'agit d'un système thermique combiné à un échangeur de chaleur servant à récupérer l'énergie des eaux grises des douches.

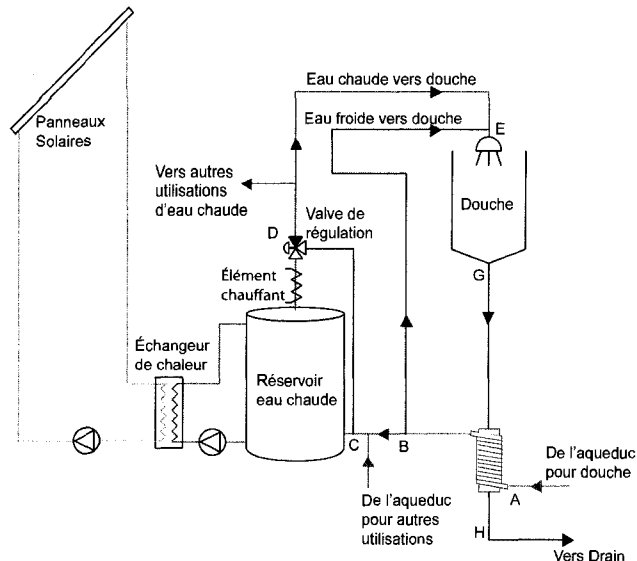


Figure 4.9 Système de production d'eau chaude servant à l'étude paramétrique

Le fonctionnement du système de production d'eau chaude présenté à la figure 4.9 est assez simple. L'eau servant à la douche entre par le point A du RCEG, circule dans la spirale où elle est préchauffée par les eaux grises de la douche. L'eau ainsi préchauffée par les eaux grises atteint le point B. À ce point, une partie de l'eau est acheminée au robinet d'eau froide de la douche et le reste va directement au réservoir d'eau chaude. Selon Picard et al. (2006), cette configuration engendre une récupération presque maximale. Les proportions respectives de ces deux débits sont fonction des débits requis pour maintenir une eau de douche de 40 °C (température de l'eau normalement utilisée lors d'une douche). Les autres appareils qui utilisent l'eau chaude dans la résidence n'utilisent pas le RCEG et ne se déversent pas dans le RCEG. Ils sont directement alimentés à partir du réservoir d'eau chaude.

Du côté solaire, le système est assez classique. L'énergie captée par les panneaux solaires est pompée vers un échangeur de chaleur qui transfère l'énergie du fluide caloporteur vers l'eau du réservoir d'eau chaude. Finalement, une valve de régulation est installée à la sortie du réservoir de façon à limiter la température à 60 °C.

L'eau chauffée par les panneaux solaires est puisée à la base du réservoir et retournée au sommet du réservoir. Lors des simulations les réservoirs sont dépourvus de résistance électrique ; le chauffage d'appoint est simulé par un élément chauffant sans stockage installé à la sortie du réservoir.

4.5.2 Simulations

Le système présenté en figure 4.9 a été simulé en utilisant TRNSYS. L'assemblage des modules dans TRNSYS est présenté à la figure 4.10. De façon à capturer les phénomènes transitoires dans le RCEG, un pas de temps de 30 secondes a été utilisé.

Tableau 4.7 Paramètres qui ont été variés lors des simulations

Paramètres	unités	Valeurs
Surface de capteurs	m ²	4, 6, 9, 12
Stockage*	l/m ²	20, 40, 60
Pente	°	0, 15, 30, 45, 60, 75, 90
Azimut	°	-90, -60, -30, 0, 30, 60, 90
Profil de consommation	l/jour	120, 240, 360

*Le stockage est calculé ici en fonction de la surface des capteurs. Ainsi, si la surface de capteurs est de 4 m², et que la valeur de stockage est de 20 l/m², alors le stockage aura un volume de 80 l.

Pour optimiser le rendement du système solaire, des capteurs à tubes sous vide sont utilisés. Un modèle utilisant l'équation (2.6) avec les coefficients du tableau 2.2 est utilisé. Afin d'observer l'influence du volume de stockage sur la production d'eau chaude, trois capacités de réservoirs d'eau chaude sont examinées (tableau 4.7). La hauteur des réservoirs varie selon l'équation (2.9) et l'isolation des réservoirs est calculée comme étant 80 % de la plus restrictive des standards DIN 4753-8 (équation (2.10)) et ENV 12977-3 (équation (2.11)). Les autres composantes sont détaillées dans la section 2.3.2 et ne nécessitent pas d'explications supplémentaires.

4.5.3 Résultats et Discussion

Cette section débute par l'évaluation de l'énergie solaire disponible pour trois villes canadiennes, soit Montréal, QC, Calgary, AB et Vancouver, CB. La discussion se poursuit en présentant le résultat de l'analyse paramétrique sur le système solaire à l'étude.

Rayonnement solaire incident. Avant de déterminer l'énergie fournie par le système d'eau chaude à l'étude, il est intéressant de calculer l'énergie solaire disponible sur une année pour diverses orientations. Ce calcul a été réalisé en utilisant le modèle de Perez et al. (1990) pour le calcul du rayonnement diffus et un albédo (ou réflectivité) constant de 0.2. Des calculs horaires ont été réalisés puis ces valeurs ont ensuite été cumulées pour obtenir le rayonnement solaire annuel. Ces calculs sont répétés pour des azimuts variant de -90° à +90° (par incréments de 2°) et des inclinaisons du plan variant de 0° à 90° (par

incréments de 2°). Ainsi, 4095 combinaisons ont été évaluées. Ces résultats sont traités de façon à créer des courbes d'iso-rayonnement solaire tel que montrées à la figure 4.11.

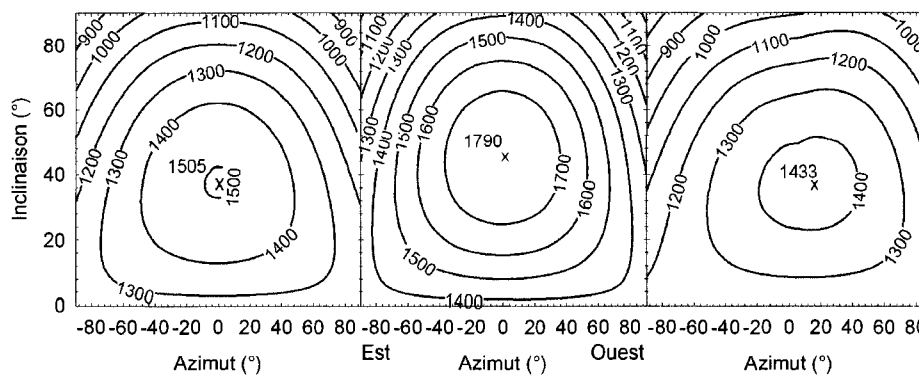


Figure 4.11 (de gauche à droite) Énergie solaire annuelle reçue par un plan quelconque (en kWh/m²) pour Montréal, Calgary et Vancouver en fonction de l'azimut et de l'inclinaison du plan pour un albédo de 0.2

Les résultats montrent que pour Montréal, le rayonnement solaire maximal est de 1505 kWh/m² pour une surface inclinée de 38° par rapport à l'horizontal et orientée plein sud. Pour Calgary, le rayonnement solaire maximal est de 1790 kWh/m² à 46° et pour Vancouver, le maximum est atteint pour une inclinaison de 38° et sa valeur est de 1433 kWh/m². Il est intéressant de constater que le rayonnement solaire pour Montréal est symétrique par rapport au sud. Par contre, le rayonnement solaire maximal est décalé pour Calgary et Vancouver. Pour Calgary, il est décalé de 2° vers l'ouest et celui de Vancouver, de 18° vers l'ouest. Enfin, dans tous les cas, le rayonnement solaire maximal est peu sensible à l'orientation de la surface. En effet, pour Montréal, par exemple, le rayonnement solaire est à 90 % du maximum pour des surfaces inclinées entre 8° et 68° et des azimuts entre -60° et $+60^\circ$.

Résultats de l'analyse paramétrique. L'ensemble des résultats de l'analyse paramétrique est présenté à l'Annexe D. Les paragraphes suivants décrivent les résultats les plus importants.

La figure 4.12 présente F_{ren} et Q_{el} pour une surface de panneaux solaires de 6 m², un stockage de 60 l/m² et un profil de consommation d'eau chaude de 240 l/jour pour une installation située à Montréal. Le maximum de fraction renouvelable, donc le minimum de consommation électrique, est atteint à une inclinaison de l'ordre de 45° et un azimut de 0°. En comparant avec la figure 4.11, on constate que le maximum de rayonnement solaire et le maximum de fraction renouvelable ne correspondent pas aux mêmes angles. La différence au niveau de la pente est expliquée par le rayonnement solaire beaucoup plus abondant en été qu'en hiver à Montréal. En été, il est relativement facile d'obtenir une fraction renouvelable très élevée pour une large plage d'inclinaison (sauf pour des inclinaisons près de la verticale) d'autant plus que l'eau de l'aqueduc est relativement chaude (comparativement à la température de l'eau en hiver). Donc la pente optimale sur une base annuelle est plus ou moins dictée par la performance du système en hiver. Or, en hiver, parce que l'altitude solaire est faible, il est avantageux d'avoir des capteurs avec une forte inclinaison de façon à ce que le rayonnement solaire soit le plus perpendiculaire possible à la surface des capteurs. C'est pourquoi, au final, une inclinaison de 45° maximise F_{ren} sur l'année.

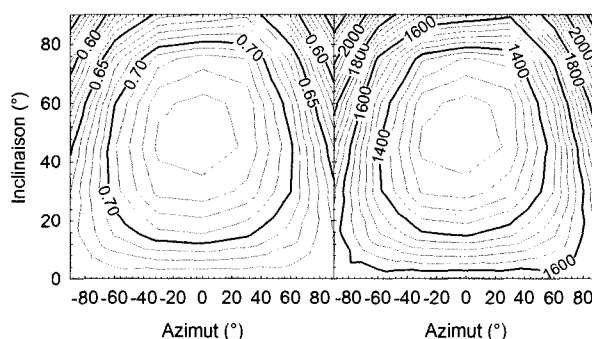


Figure 4.12 Fraction renouvelable (gauche) et consommation électrique en kWh (droite) pour une surface de 6 m², un stockage de 60 l/m² et une consommation de 240 l/jour

Comme l'indique la figure 4.13, une augmentation de la surface des capteurs augmente la fraction renouvelable. On remarque que F_{ren} atteint des valeurs maximales d'environ

65 % et 86 % pour des surfaces de capteurs de 4 et 12 m², respectivement. L'inclinaison de captage maximal ainsi que le l'azimut optimal reste inchangé.

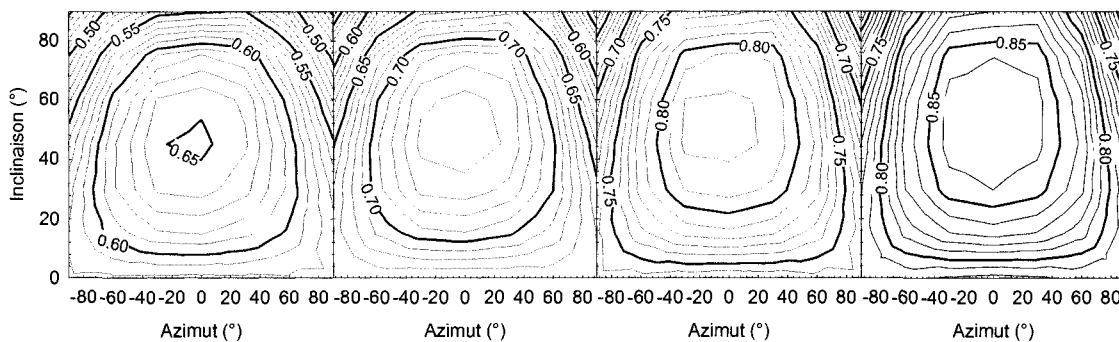


Figure 4.13 (de gauche à droite) Fraction renouvelable pour une variation de la surface des panneaux de 4 m², 6 m², 9 m² et 12 m² pour un stockage de 60 l/m² et d'une consommation d'eau chaude de 240 l/jour

Les résultats obtenus pour les trois niveaux de stockage (20 l/m², 40 l/m² et 60 l/m²) et pour une consommation de 360 l/jour sont montrés à la figure 4.14. À faible stockage, on remarque que les courbes de fraction renouvelable ne sont pas symétriques par rapport à un azimut de 0°. Ce comportement s'explique par le fait que le profil de consommation généré par le logiciel DHW-Calc suppose que les occupants utilisent la majeure partie de l'eau chaude en matinée. Si le réservoir solaire possède un faible volume, le système est incapable de stocker de l'énergie pour une journée complète, donc les panneaux devront être installés à une orientation où la disponibilité solaire coïncide avec la demande en eau chaude soit pour des valeurs d'azimut négatives (orientés à l'est). Lorsque le volume de stockage est élevé, le système stocke une plus grande proportion de l'énergie disponible, donc les panneaux solaires pourront être installés dans une orientation favorisant le plus grand stockage d'énergie pour une journée complète, c'est-à-dire plein sud (0° azimut). Finalement, les résultats présentés à la figure 4.14 montrent que le volume de stockage influence peu l'inclinaison optimale.

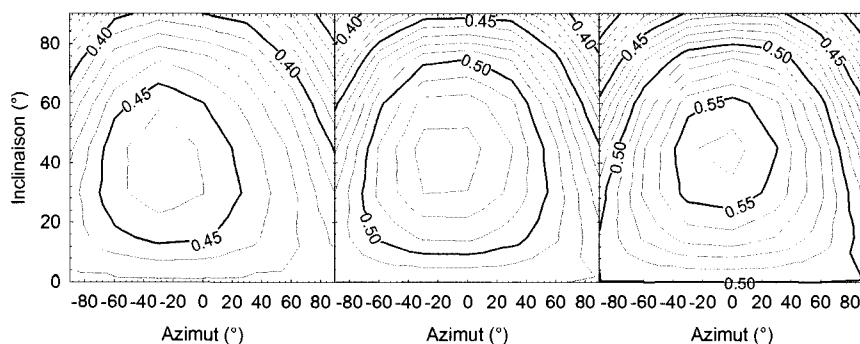


Figure 4.14 (de gauche à droite) Fraction renouvelable pour une variation du stockage de 20 l/m², 40 l/m² et 60 l/m² pour une surface de panneaux solaires de 4 m² et une consommation d'eau chaude de 360 l/jour

La figure 4.15 présente l'influence de la consommation d'eau chaude sur F_{ren} . On remarque que la valeur maximale de F_{ren} est d'environ 0.676, 0.546, et 0.467 pour des consommations de 120, 240, et 360 litres par jour. Comme il fallait s'y attendre, l'augmentation de la consommation d'eau chaude provoque une diminution de la fraction renouvelable.

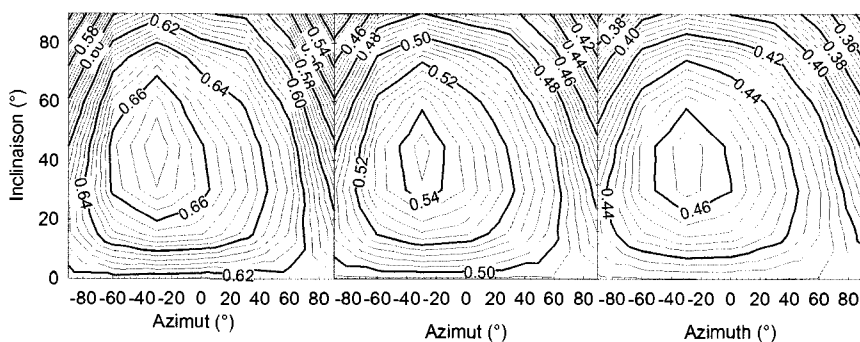


Figure 4.15 (de gauche à droite) Fraction renouvelable pour une variation de la consommation en eau chaude de 120 l/jour, 240 l/jour et 360 l/jour pour une surface de panneaux solaires de 4 m² et un stockage de 20 l/m²

La figure 4.16 montre le même système de production d'eau chaude installé dans les trois villes canadiennes citées plus tôt. La surface de captage est de 9 m², le stockage a un volume de 540 litres et un profil d'eau chaude standard est utilisé. Tel que montré à la figure 4.16, le système installé à Montréal a un profil de fraction renouvelable

symétrique alors que les systèmes installés à Calgary et Vancouver présentent une légère déviation vers l'ouest. La meilleure fraction renouvelable est à Calgary avec 89 %, suivi de Montréal avec de 82 % et finalement de Vancouver avec 78 %.

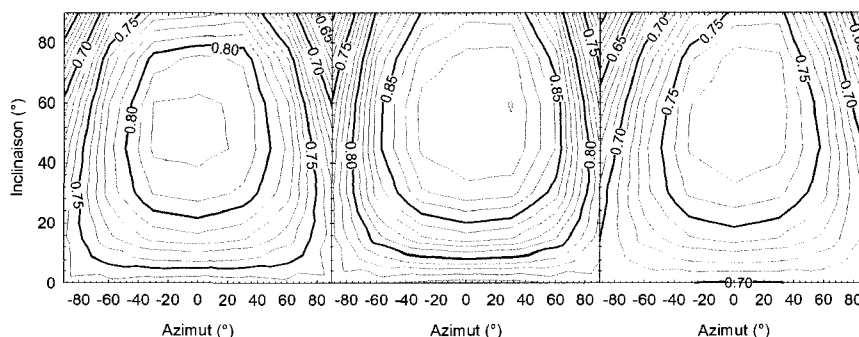


Figure 4.16 (de gauche à droite) Fraction renouvelable pour un système avec une surface de panneaux solaires de 9 m², un stockage de 60 l/m² et une consommation en eau chaude de 240 l/jours installé à Montréal, QC, Calgary, AB et Vancouver, CB

Dans le contexte des maisons à consommation énergétique nette zéro, il est intéressant d'examiner les cas pour lesquels la fraction renouvelable est maximale (i.e. pour 12 m² de capteurs et un stockage de 60 l/m²) et de déterminer la quantité d'énergie électrique requise. Le tableau 4.8 présente ces résultats pour les 3 niveaux de consommation étudiés. On constate d'abord qu'il n'est pas possible d'éliminer complètement les besoins de l'élément chauffant. Ainsi, même pour la faible consommation de 120 l/jour, l'élément chauffant requiert 125 kWh durant l'année. De même, les pompes nécessitent une certaine quantité d'énergie électrique pour fonctionner.

Pour une consommation moyenne de 240 l/j on remarque que 686 kWh devront être produits par les capteurs photovoltaïques pour assurer que toute la production d'eau chaude soit d'origine solaire.

Tableau 4.8 Consommation électrique pour une surface de panneaux solaires de 12 m², un stockage de 60 l/m² un azimut de 0° et une inclinaison de 60°

Consommation (l/j)	Q_{ECD} (kWh)	Q_{aux} (kWh)	W_{Pompes} (kWh)	F_{ren}
120	2570	125	106	0.910
240	5092	553	133	0.865
360	7666	1302	152	0.810

4.6 Conclusion

Dans la première partie de ce chapitre, diverses options de raccordements d'un récupérateur de chaleur des eaux grises (RCEG) ont été examinées. Un RCEG récupère le maximum d'énergie lorsqu'il est branché de façon à préchauffer toute l'eau servant aux douches. Par contre, lorsque combiné à un système solaire, c'est en préchauffant uniquement l'eau froide que la fraction renouvelable maximale est obtenue car, en préchauffant l'eau, le RCEG a tendance à réduire le rendement du capteur solaire et, par conséquent, la fraction renouvelable. L'effet du RCEG sur la dimension d'un réservoir d'eau chaude a été examiné. Pour une consommation moyenne (240 l/jours) l'ajout d'un RCEG permet la réduction du volume de stockage de 184 à 136 litres et pour une forte consommation, cet ajout au système permet une réduction de 280 à 184 litres. L'insertion d'un RCEG au système de production d'eau chaude classique permet une augmentation du débit maximum pour une douche confortable d'un facteur de 2.2 à 2.4.

Lorsqu'un RCEG est combiné à un système solaire classique, les résultats montrent que : i) une augmentation de la surface des capteurs et du volume de stockage a pour effet d'augmenter la fraction renouvelable; ii) pour des faibles volumes de stockage, l'angle optimal d'orientation des capteurs se déplace vers l'ouest; iii) une augmentation de la consommation d'eau chaude a pour effet de diminuer la fraction renouvelable.

CHAPITRE 5
APPLICATION :
SYSTÈME DE PRODUCTION D'EAU CHAUDE D'UN TRIPLEX À
CONSOMMATION ÉNERGÉTIQUE NETTE ZÉRO

5.1 Introduction

En 2006, la Société Canadienne d'Hypothèque et de Logement (SCHL) a lancé un concours pancanadien pour la conception d'une maison saine à consommation énergétique nette zéro (renommé Maison EQuilibrium). Par définition, ces maisons produisent une quantité d'énergie équivalente à la consommation annuelle.

Une équipe multidisciplinaire de Montréal, *Abondance Montréal*, a été retenue pour concevoir et construire une des 12 maisons retenues. Le bâtiment issu de cette équipe est un projet résidentiel multifamilial avec trois unités de condos. Ce triplex est situé à Verdun, une banlieue au sud-ouest de Montréal; Iolova et Bernier (2007) donne une description plus détaillée de ce bâtiment. Une deuxième phase, avec une vingtaine de condos (à haute efficacité, mais sans être à consommation énergétique nette zéro) est projetée par le promoteur. La figure 5.1 présente un schéma du triplex ainsi que de la seconde phase de développement.

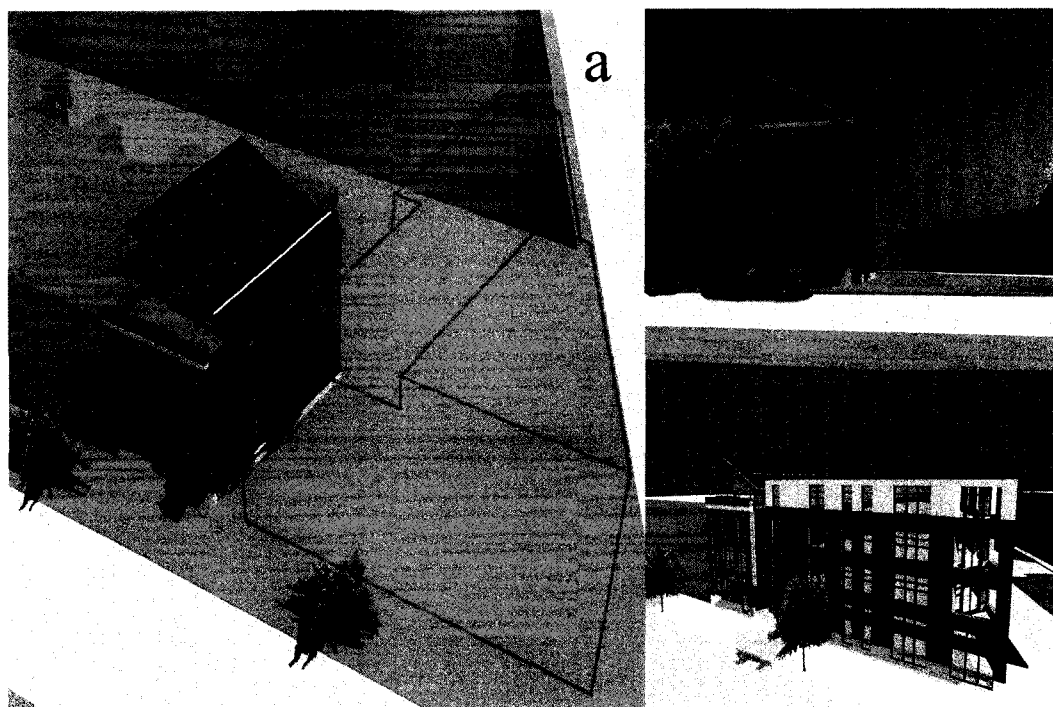


Figure 5.1 Triplex EQUilibrium (a et b) et Phase II projetée (c)

Tel que montré sur la figure 5.1a, le toit du triplex est pourvu d'une pergola sur laquelle repose des capteurs photovoltaïques et thermiques. Les premiers permettent de produire de l'électricité sur place alors que les seconds produisent l'eau chaude domestique. Le système photovoltaïque est relié au réseau d'Hydro-Québec. Tout surplus d'électricité produit est envoyé au réseau alors qu'en cas de déficit le triplex puise ses besoins électriques du réseau. Sur une base annuelle, il est prévu que ce bilan entrée-sortie soit nul. Du côté de la production d'eau chaude, il est souhaité que la fraction renouvelable soit supérieure à 1.

Ce projet a permis de mettre en application de façon très concrète certains des modèles et simulations développées au cours de ce projet de maîtrise. Plusieurs configurations ont été envisagées et les simulations numériques se sont avérées indispensables pour conseiller l'ingénieur du projet et sélectionner le design final du système de production d'eau chaude. Ce chapitre relate certains des résultats obtenus. Ceux-ci ont été présentés

à la deuxième conférence du réseau de recherche sur les bâtiments solaires (Picard et al., 2007). Ce chapitre reprend l'essentiel de ces résultats sauf pour certaines modifications, notamment au niveau de la puissance des pompes, des caractéristiques physiques du réservoir, de la température maximale atteinte dans le réservoir, et de l'utilisation d'un échangeur à circulation naturelle.

Ce chapitre débute par la présentation du profil d'eau chaude dérivé des valeurs de consommation journalières suggérées par la SCHL. Ensuite, le système de production d'eau chaude du triplex est optimisé et le transfert d'énergie excédentaire à la seconde phase est évalué. Enfin, le système avec échangeur de chaleur à convection naturelle, développé à l'Université Queen's, est étudié en vue d'une implantation dans le triplex.

5.2 Consommation d'eau chaude

La consommation d'eau chaude journalière est basée sur des valeurs données par la SCHL pendant la compétition. Ces valeurs sont données dans la deuxième colonne du tableau 5.1 pour quatre catégories. Elles sont basées sur une famille de quatre personnes alors que le taux d'occupation, basé sur une étude démographique de l'arrondissement, est évalué à 6 personnes (3 condos \times 2 personnes par condos). Conséquemment, la consommation proposée par la SCHL doit être ajustée en fonction de la réalité du triplex. Tel que montré au tableau 5.1, la consommation journalière totale du triplex est donc de 287 l/jour. Il est possible de montrer qu'avec ce niveau de consommation, la quantité annuelle d'énergie requise pour chauffer l'eau chaude domestique de la température de l'aqueduc jusqu'à 55 °C est d'environ 5470 kWh. Cette quantité servira de référence dans les prochaines sections.

Tableau 5.1 Consommation d'eau chaude du triplex

Catégorie	Consommation SCHL* (4 personnes) (l/jour)	Facteur de multiplication	Consommation Triplex (3 × 2 personnes) (l/jour)
Douches	100	1.5	150
Lessive	25	3	75
Lavage de vaisselle	15.5	3	47
Autres	10	1.5	15
Total	150.5		287

*(SCHL, 2006)

Les données de consommation du triplex ont ensuite été utilisées pour générer un profil d'eau chaude minute-par-minute dans DHW-Calc tel que montré à la section 3.4. Les données utilisées dans le logiciel DHW-calc sont présentées au tableau 5.2. Ces catégories de demande sont groupées en deux ensembles. Le premier contient les catégories avec les demandes et rejets non-simultanés : lavage de vaisselle, lessive et autre. Le second contient uniquement la catégorie « douche ». Cette dernière catégorie est la seule qui permette une récupération au niveau du RCEG car il y a, simultanément, une demande d'eau chaude et un rejet d'eau des douches simultanés.

Tableau 5.2 Données utilisées pour générer les profils de demande de 287 l/jour

		Catégories de débit			
		Lavage de vaisselle	Lessive	Autre	Douche*
Débit moyen par demande	(l/h)	300	93	60	373/570
Durée de la demande	(min)	5	10	1	5
Portion	(l/jour)	47	75	15	150/229
	(%)	16	26	5	52
Écart-type	(l/h)	24	24	120	24
Débit volumique minimum	(l/h)	6			6
Débit volumique maximum	(l/h)	800			600

* La première valeur représente les valeurs d'eau chaude à 55 °C et la deuxième valeur représente la demande totale.

5.3 Étude de l'influence du désurchauffeur et du transfert d'énergie à la phase II

La configuration finale du système de production d'eau chaude est présentée à la figure 5.2. Il s'agit d'un système combiné produisant de l'eau chaude pour les trois unités de condos. Il inclut un récupérateur de chaleur des eaux grises, un désurchauffeur et un système solaire. Une pompe de recirculation à faible débit (identifié RECIRC) est utilisée pour circuler de l'eau chaude dans les trois condos continuellement assurant ainsi un approvisionnement instantané d'eau chaude à l'ouverture d'un robinet. La consommation annuelle de cette pompe est estimée à 175 kWh. Elle est comptabilisé dans l'énergie requise pour le chauffage et la climatisation du bâtiment (Iolova et al., 2007) et ne sera pas prise en compte dans ce qui suit.

Récupérateur de chaleur des eaux grises. Le RCEG est montré en bas à droite sur la figure 5.2; il remplace une partie du tuyau de drain. Il s'agit du modèle G 3-60 de la compagnie Waterfilm Energy Inc. La même figure montre que les trois douches (une par unité de condo) sont raccordées au RCEG. L'eau entre dans le RCEG au point A, est réchauffée par le RCEG et sort au point B. À cet endroit l'eau peut prendre deux directions; d'un côté l'eau se dirige directement au robinet d'eau froide de la douche (EFDo dans la figure 5.2) et de l'autre côté, elle se dirige vers le réservoir de préchauffage de l'énergie provenant du désurchauffeur des pompes à chaleur géothermiques. L'eau froide utilisée dans les autres applications (EFD sur la figure 5.2) contourne le RCEG tel que montré au point A.

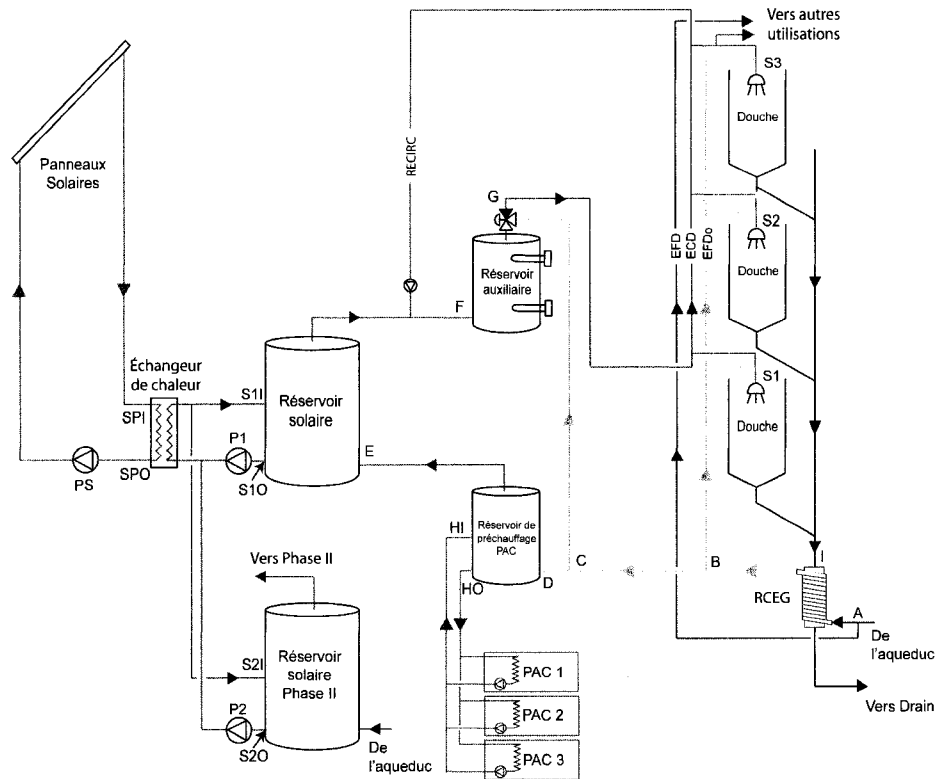


Figure 5.2 Schéma du système de production d'eau chaude simulé dans cette étude.

Désurchauffeur. La climatisation et le chauffage du triplex est assuré par trois pompes à chaleur (PAC) géothermiques (Iolova et al., 2007) équipées de désurchauffeurs. Le chauffage de l'eau par le désurchauffeur n'est possible que lorsque la pompe à chaleur géothermique fournit du chauffage ou de la climatisation. Lorsque la PAC fonctionne, une pompe de circulation puise l'eau du réservoir de préchauffage des PAC (point HO sur la figure 5.2), circule dans le désurchauffeur et retourne au sommet du réservoir (point HI sur la figure 5.2).

Eau chaude domestique. Tel que montré sur la figure 5.2, un système solaire de production d'eau chaude est utilisé. Il est composé de capteurs solaires liés à un réservoir d'eau chaude via un échangeur de chaleur. L'eau préchauffée dans le réservoir de préchauffage PAC entre dans le réservoir solaire par le point E. L'eau sort ensuite au point F et entre dans le réservoir auxiliaire où l'eau est réchauffée par un élément

chauffant si nécessaire. Un mitigeur thermostatique (point G) évite que la température sortant du réservoir d'eau chaude ne dépasse 55 °C.

Réservoir solaire Phase II. Le collecteur solaire doit être surdimensionné afin d'augmenter la fraction solaire hivernale et minimiser l'utilisation des panneaux solaires photovoltaïque. En conséquence, le réservoir solaire primaire atteint sa température maximale de 70 °C régulièrement pendant la période estivale. Il y a donc une perte de production d'eau chaude solaire. Afin d'éviter cette perte, un réservoir phase II est ajouté au système. Lorsque la température dans le réservoir principal atteint une température de 70 °C, la pompe P1 est arrêtée alors que la pompe P2 est mise en marche. Les panneaux solaires produisent donc de l'eau chaude pour les résidents de la phase II. Pour simuler la consommation des occupants dans la phase II, un profil d'eau chaude de 240 l/j est utilisé pour ce réservoir. Le système solaire produit de l'énergie au triplex en priorité; seule l'énergie qui aurait été gaspillée est distribuée à la phase II.

5.3.1 Méthodologie de simulation

Le système de production d'eau chaude domestique interagit avec le bâtiment. Par exemple, la performance du désurchauffeur dépend du temps de fonctionnement des PACs. De plus, les pertes thermiques du système de production d'eau chaude influencent les charges de chauffage et de climatisation du sous-sol. Cependant, ce couplage est relativement faible. Donc, pour des raisons pratiques, les simulations de production d'eau chaude et les simulations énergétiques pour le chauffage/climatisation du bâtiment sont découplées. Les résultats de la simulation du bâtiment sont transmis aux simulations de la production d'eau chaude à l'aide d'un fichier d'entrée contenant le COP de la PAC, son mode d'opération (chauffage ou climatisation) et sa capacité de production d'eau chaude pour chaque intervalle d'une demi-heure. Ces données sont utilisées pour déterminer la capacité du désurchauffeur dans les simulations du système de production d'eau chaude.

La figure 5.3 présente l'assemblage TRNSYS du système de production d'eau chaude du triplex. Au total, 6 configurations, présentées au tableau 5.3, sont évaluées dans les sections suivantes.

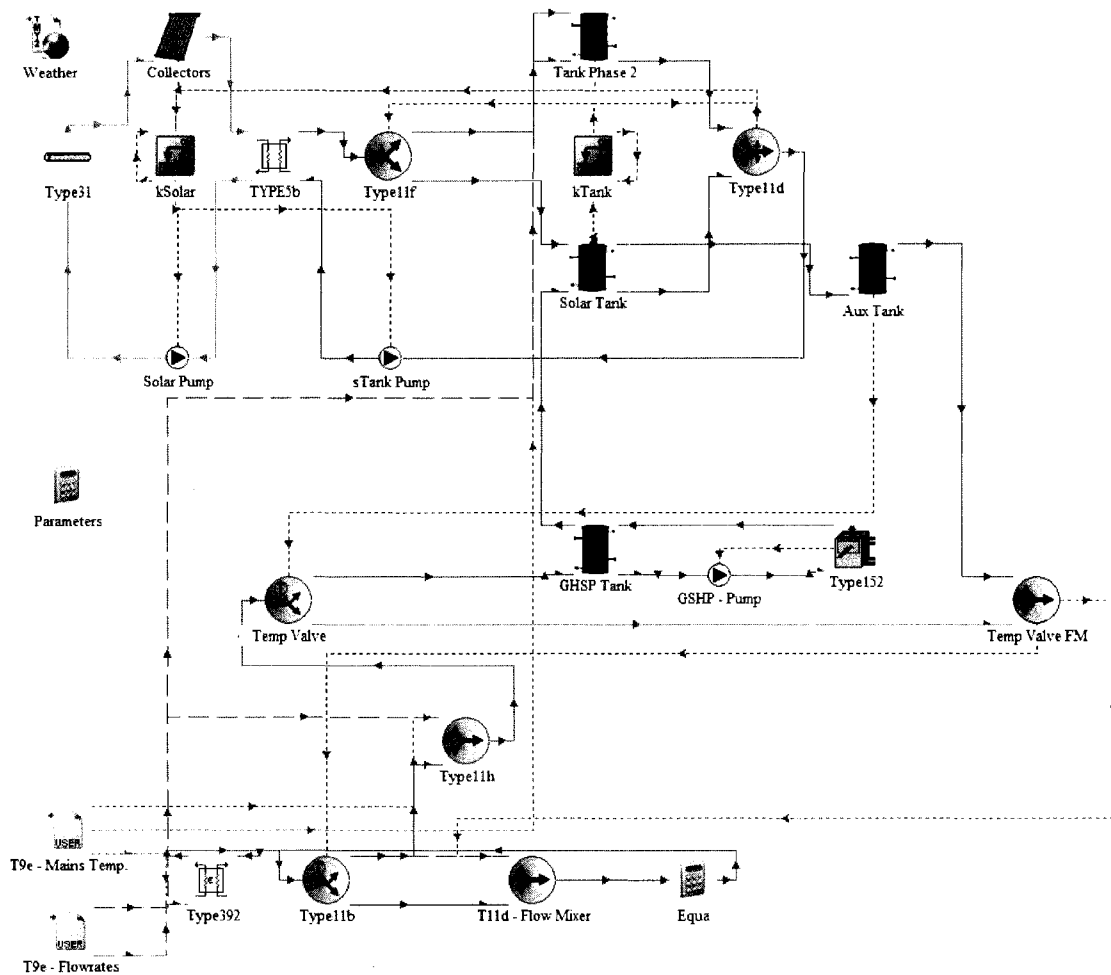


Figure 5.3 Assemblage TRNSYS du système de production d'eau chaude

Tableau 5.3 Configurations étudiées

#	Description
1a	RCEG + capteurs sous vide
1b	RCEG + capteurs plans
2	RCEG + désurchauffeur + capteurs sous vide
3	RCEG + capteurs sous vide + phase II
4a	RCEG + désurchauffeur + capteurs sous vide + phase II
4b	RCEG + désurchauffeur + capteurs plans + phase II

Tel que montré au tableau 5.4, trois paramètres sont variés pour chaque configuration : la surface des capteurs solaires, leur inclinaison, et la capacité des réservoirs de stockage (le réservoir solaire et le réservoir de stockage de la phase II ont le même volume).

Tableau 5.4 Variation des paramètres de simulation

Paramètres	Unités	Valeurs
Surface de capteurs	m ²	2, 4, 6, 8, 10, 12
Stockage (Réservoirs solaire et Phase II)	l/m ² de surface de captage	20, 40, 60, 80, 100
Inclinaison	°	30, 45, 60, 75, 90

Plusieurs valeurs sont simulées pour chaque configuration. Au total, 150 simulations sont requises pour couvrir tous les cas présentés au tableau 5.4 pour une configuration. Avec 6 configurations possibles, un total de 900 simulations ont été réalisées.

5.3.2 Résultats et Discussion

Résultats du RCEG et du désurchauffeur. Le tableau 5.5 présente, sur une base mensuelle, les résultats qui sont communs aux six configurations. Le RCEG récupère environ 1310 kWh par année, soit approximativement 24 % des besoins énergétiques liés à l'eau chaude. Le désurchauffeur pour sa part fournit 384 kWh par année, soit 7 % des demandes en énergie pour l'eau chaude. La quantité d'énergie produite par le désurchauffeur est relativement faible puisque dans une maison à faible consommation d'énergie l'utilisation de la PAC est minimisée. La majorité de l'énergie est fournie pendant l'hiver et l'été (84 % et 13 % respectivement) lorsque les demandes en chauffage et en climatisation sont les plus élevées. Lorsque le bâtiment est en mode

chauffage, l'énergie consommée par le compresseur de la PAC doit être pris en compte lors de la production d'eau chaude. Tel que montré au tableau 5.5, cette énergie totalise 80 kWh sur une base annuelle. De plus, l'opération du désurchauffeur nécessite l'utilisation d'une pompe qui, tel que montré au tableau 5.5, consomme 20 kWh sur une base annuelle. Le COP annuel moyen pour la production d'eau chaude au moyen du désurchauffeur est donc de 3.75 ($384 / (80 + 21)$). Finalement, les pertes du réservoir sont négatives l'hiver puisque, pendant cette saison, la température moyenne de l'eau dans le réservoir est inférieure à celle de la pièce.

Tableau 5.5 Échanges d'énergie au niveau du RCEG et du désurchauffeur

Mois	Q _{ECD} (kWh)	Q _{RCEG} (kWh)	Désurchauffeur			
			Q _{ECD} (kWh)	W _{compresseur} (kWh)	Q _{perte, réservoir} (kWh)	W _{pompe} (kWh)
Jan.	576	148	93	22	-3	5
Fév.	544	140	73	18	-5	4
Mar.	661	180	35	8	-11	2
Avr.	575	155	4	1	-12	0
Mai.	437	101	1	0	-6	0
Jun.	411	97	7	0	0	1
Juil.	339	66	27	0	8	2
Aout	289	53	13	0	8	1
Sep.	278	56	1	0	4	0
Oct.	392	89	8	2	-1	0
Nov.	427	98	38	9	-4	2
Déc.	541	127	85	20	-3	4
Total	5470	1310	384	80	-26	21

Fraction renouvelable. Les résultats mensuels montrant chacun des termes de l'équation (4.1) pour la configuration 4a (composée d'une surface de panneaux solaires de 10 m², un volume de stockage de 600 litres et une inclinaison des capteurs solaires de 30°) sont présentés au tableau 5.6 (La consommation de la pompe servant à acheminer l'énergie à la phase II (P2) fait partie de l'énergie consommée par les bâtiments de la phase II et n'est pas incluse dans l'équation (4.1)). Pour ces conditions, la surface des panneaux solaires est nettement surdimensionnée pour un système assurant de l'eau chaude solaire domestique pour 6 personnes. En conséquence, la consommation des éléments chauffants (Q_{aux}) est très faible pour la période allant des mois de mai à

septembre. Il en résulte une fraction renouvelable annuelle égale à 1.370, indiquant que le système produit une quantité d'énergie renouvelable supérieure aux besoins du triplex. Cette fraction atteint même une valeur supérieure à 2.0 pour la période allant de juin à septembre. On remarque également que l'énergie consommée par les pompes PS et P1 totalise 149 kWh alors que l'eau chaude vendue à la phase II représente 2893 kWh.

Tableau 5.6 Fraction renouvelable mensuelle pour la configuration 4a pour 10 m² de collecteurs solaires inclinés à 30° et un volume de stockage de 600 litres.

Mois	Q _{ECD} (kWh)	Consommation des pompes				W _{PAC} (kWh)	Q _{aux} (kWh)	Q _{phase II} (kWh)	F _{ren}
		W _{dés} (kWh)	W _{PS} (kWh)	W _{P1} (kWh)	W _{Total} (kWh)				
Jan	576	5	4	4	13	22	103	39	0.827
Fév.	544	4	4	4	12	18	46	97	1.040
Mar	661	2	6	6	14	8	76	182	1.127
Avr.	575	0	6	5	12	1	65	330	1.438
Mai	436	0	7	6	13	0	8	371	1.802
Jun	411	1	8	6	14	0	4	456	2.066
Juil.	339	2	8	5	15	0	0	477	2.364
Aout	288	1	7	5	13	0	6	365	2.197
Sep	277	0	6	5	11	0	2	362	2.256
Oct.	392	0	6	5	11	2	52	199	1.344
Nov.	426	2	4	4	10	9	133	16	0.680
Déc.	541	4	4	4	11	20	148	0	0.668
Total	5465	21	71	58	149	80	644	2893	1.370

Le tableau 5.7 permet de juger de l'impact de la distribution à la phase II en comparant les configurations 2 et 4a. Dans la seconde colonne, le rayonnement solaire mensuel incident sur les capteurs solaires est donné à titre indicatif. La valeur de $Q_{solaire}$ est la quantité totale d'énergie produite par les panneaux solaires et transférée à l'eau chaude (incluant la phase II s'il y a lieu). Ce tableau indique que l'ajout d'un réservoir de la phase II augmente la fraction renouvelable de 0.833 à 1.370 avec une production d'eau chaude correspondante de 2961 kWh.

Tableau 5.7 Comparaison de la fraction renouvelable avec et sans vente à la phase II pour les configurations 2 et 4a pour une surface de collecteurs de 10 m², un volume de stockage de 600 litres et une inclinaison de 30°

Mois	Rayonnement solaire (kWh)	Sans vente à la phase II (Configuration 2)		Avec vente à la phase II (Configuration 4a)		Q _{perdue} si énergie supplémentaire non vendue (kWh)
		Q _{Solaire} (kWh)	F _{ren}	Q _{Solaire} (kWh)	F _{ren}	
Jan	841	322	0.751	367	0.827	45
Fév.	978	366	0.851	471	1.040	105
Mar	1265	463	0.843	652	1.127	189
Avr.	1392	449	0.845	793	1.438	344
Mai	1604	446	0.941	824	1.802	378
Jun	1679	437	0.958	897	2.066	459
Juil.	1876	398	0.962	877	2.364	479
Aout	1532	354	0.936	723	2.197	369
Sep	1459	347	0.949	712	2.256	365
Oct.	1070	361	0.825	570	1.344	209
Nov.	553	234	0.636	251	0.680	18
Déc.	567	246	0.661	248	0.668	1
Total	14816	4423	0.833	7384	1.370	2961

L'ensemble des résultats de l'analyse paramétrique est présenté à l'Annexe E. Les paragraphes suivants décrivent les résultats les plus importants.

Les fractions renouvelables pour les configurations 1a, 2, 3 et 4a pour une inclinaison de 30° et 90° sont présentées aux figure 5.4 et figure 5.5, respectivement. Ces figures montrent des lignes de fraction renouvelable constante en fonction de la surface des capteurs solaires et du volume de stockage.

Les figures appuient ce qui a été mentionné précédemment à savoir que la vente vers la phase II augmente significativement la fraction renouvelable. Ainsi, pour une surface de capteurs solaires de 10 m², un stockage de 600 litres et une inclinaison de 30°, les configurations 1a et 2 ont une fraction renouvelable de 0.822 et de 0.833, respectivement. Les configurations 3 et 4a, quant à elles, fournissent une fraction renouvelable de 1.342 et de 1.370, respectivement.

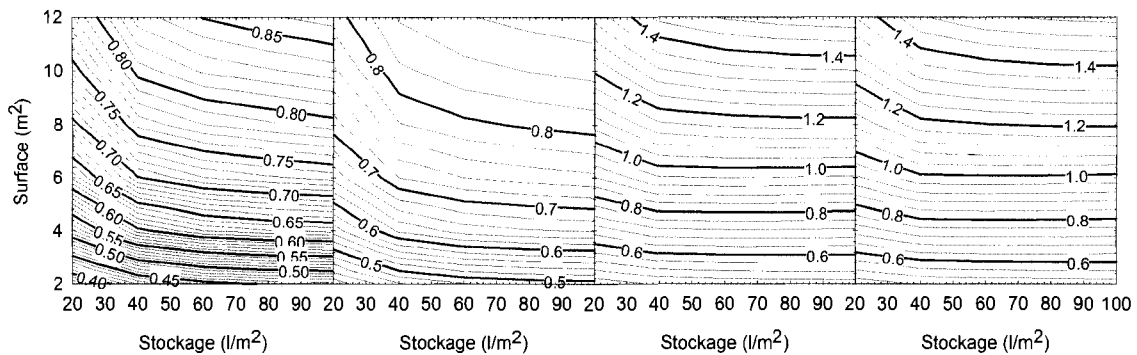


Figure 5.4 (de gauche à droite) Fraction renouvelable pour une pente de 30° pour les configurations suivantes : 1a, 2, 3 et 4a

Pendant la phase initiale de conception, il a été suggéré d'installer les capteurs solaires verticalement. L'effet de cette décision peut être observée en comparant les figure 5.4 et 5.5. Lorsque la distribution vers la phase II n'est pas envisagée (les deux premiers graphiques de la figure 5.4 et de la figure 5.5), les fractions renouvelables sont similaires pour les deux cas. Ce constat s'explique en examinant les valeurs en été et en hiver. Pendant l'été, les capteurs solaires installés à un angle de 30° ne pourront capter toute l'énergie étant donné que leur volume de stockage est insuffisant. Avec une pente de 90° , les capteurs solaires produiront une quantité légèrement inférieure d'énergie que ceux installés à un angle de 30° . En revanche, en hiver, à cause de la faible altitude solaire, les panneaux solaires installés à 90° produiront plus d'énergie que les capteurs installés à 30° . En conséquence, ces deux effets ont tendance à se contrebalancer ce qui résulte en une fraction renouvelable similaire.

Par contre, lorsqu'il y a distribution de l'énergie excédentaire à la phase II, il y a un avantage d'installer les capteurs solaires à une inclinaison de 30° . Dans ce cas, le volume de stockage est doublé, et les panneaux solaires installés à un angle de 30° pourront produire beaucoup plus d'énergie pendant l'été que ceux installés verticalement.

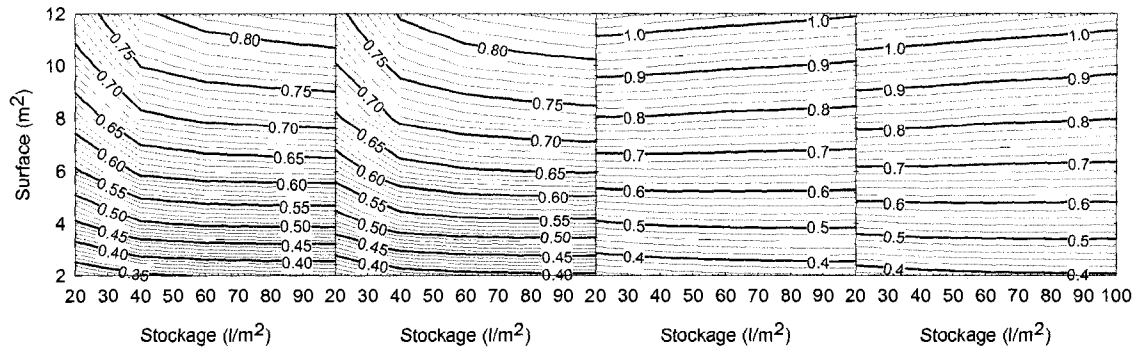


Figure 5.5 (de gauche à droite) Fraction renouvelable pour une pente de 90° pour les configurations suivantes : 1a, 2, 3 et 4a

L'observation des courbes de fraction renouvelable pour les configurations 1a et 2 à une inclinaison des capteurs solaires à 30° et 90° , à de faibles volumes de stockage et de grandes surfaces de capteurs, dévoilent qu'une augmentation du stockage augmente la fraction renouvelable pour une surface constante. Pour ces cas, le système est incapable de stocker assez d'énergie pour fournir de l'eau chaude à l'utilisateur lorsque l'énergie solaire est non disponible. En conséquence, une augmentation du volume de stockage a tendance à avoir un effet significatif sur la fraction renouvelable. Pour des volumes de stockage plus élevés, la fraction renouvelable atteint un plateau. Par exemple, pour la configuration 2, une surface de capteurs de 10 m^2 et une inclinaison de 90° , la fraction renouvelable annuelle est de 0.567 et de 0.627 pour un stockage de 20 l/m^2 et de 100 l/m^2 respectivement. La fraction renouvelable maximale est atteinte à environ 80 l/m^2 .

La forme des courbes pour les configurations 3 et 4a (distribution à la phase II) pour une inclinaison de 30° sont similaires aux configurations 1a et 2. Par contre, à un angle de 90° , la forme des courbes correspondantes est différente. Cette observation est particulièrement évidente pour des surfaces de capteurs élevées. Par exemple, les deux graphiques de droite sur la figure 5.5 montrent une diminution de valeur de la fraction renouvelable pour une augmentation du volume de stockage. Ceci s'explique de la façon suivante. Une augmentation du stockage d'eau chaude pour la phase I diminue l'énergie

requis par les éléments chauffants. Par contre, étant donné que les capteurs solaires ne sont pas orientés de façon optimale, il y a moins d'énergie excédentaire disponible pour la phase II. Or, la diminution de la consommation électrique ne compense pas pour la diminution du transfert de surplus à la phase II et conséquemment la fraction renouvelable diminue.

La figure 5.6 montre les configurations 1b et 4b pour une pente de 30° , configurations pour lesquelles des capteurs plans sont utilisés. Ces figures montrent qu'un capteur plan ne donne pas la même quantité d'énergie que les capteurs à tubes sous vide. Par exemple, dans la configuration 4, pour une surface de capteurs de 10 m^2 et un stockage de 60 l/m^2 , un capteur plan donne une fraction renouvelable de 1.018 alors que pour un capteur sous vide elle est de 1.370. Cette différence est essentiellement due aux rendements plus faibles des capteurs plans.

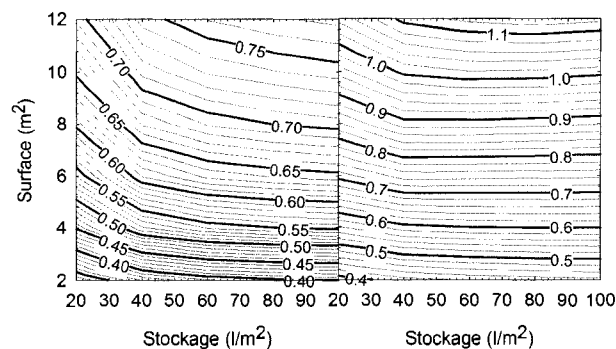


Figure 5.6 (de gauche à droite) Fraction renouvelable pour une pente de 30° pour les configurations suivantes : 1b et 4b

Les résultats présentés jusqu'à maintenant sont basés sur la surface de captage correspondante à la surface absorbante du capteur. La surface réelle, basée sur les dimensions réelles du capteur peut être nettement supérieure. Le ratio moyen entre la surface réelle et la surface de captage est de 1.12 et 1.49 pour les capteurs plan et sous vide, respectivement. Ces valeurs découlent d'une compilation de plusieurs modèles de capteurs plans et de capteurs à tubes sous vide. La figure 5.7 compare la fraction renouvelable entre les deux types de capteurs en configuration 4a et 4b, mais avec leur

surface réelle. Pour un capteur sous vide de 8.9 m^2 (surface de captage de 6 m^2) et un stockage de volume de 600 litres, la fraction renouvelable est de 0.983 alors que pour un capteur plan de 8.9 m^2 (surface de captage de 8 m^2) et un stockage de 800 litres, la fraction renouvelable est de 0.880. Bien que le capteur plan soit avantageé lorsque la surface de capteur réelle est utilisée, puisque ratio entre la surface réelle et la surface de captage d'un capteur plan est plus petit qu'un capteur à tubes évacués, la fraction renouvelable pour les capteurs à tubes sous vide reste plus élevée.

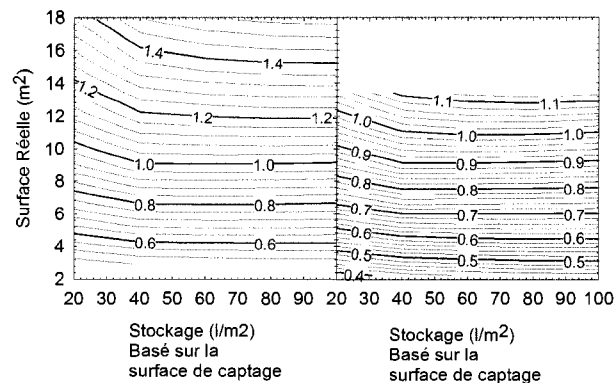


Figure 5.7 Fraction renouvelable pour une pente de 30° pour les configurations 4a et 4b, basé sur l'aire totale des panneaux solaires

5.4 Configuration utilisant un échangeur de chaleur à convection naturelle

Dans les systèmes de production d'eau chaude solaire, des réservoirs de grande capacité sont nécessaires pour stocker l'énergie solaire et la fournir au moment requis. Les coûts de fabrication de ces réservoirs, souvent fabriqués sur mesure, sont élevés. De plus, l'installation de ces réservoirs volumineux est ardue, particulièrement dans les projets de rénovation. Alternativement, il est possible d'utiliser plusieurs réservoirs standards reliés à un seul système de production d'eau chaude solaire (Cruickshank & Harrison, 2006a, 2006b, 2006d, 2006e). Par ailleurs, ces mêmes auteurs proposent d'éliminer une pompe de circulation en installant un échangeur de chaleur à convection naturelle (ECCN) entre le système solaire et le réservoir de stockage. Cette configuration multi-réservoir muni

d'ECCN a été simulée dans le contexte du triplex à consommation énergétique nette zéro. Les résultats de ces simulations sont présentés dans les sections suivantes.

5.4.1 Méthodologie de simulation

Les figures 5.8 et 5.9 présentent les deux options étudiées, soit un arrangement en série et un autre en parallèle. En théorie, un groupe de réservoirs branchés en série se comporte comme un réservoir de même diamètre, mais d'une hauteur équivalente à la somme des hauteurs des réservoirs, alors qu'un arrangement en parallèle équivaut à un réservoir de même hauteur, mais de volume égal à la somme des volumes. Dans le système en série, le fluide caloporteur (glycol/eau) provenant du panneau solaire alimente l'ECCN rattaché au premier réservoir, alors que l'eau froide alimente les réservoirs à contre-courant, en alimentant le dernier réservoir. L'utilisation des ECCN permet l'établissement d'une diode thermique effective, c'est-à-dire qu'il n'y a pas d'échange entre le fluide caloporteur et le réservoir si ce dernier est plus chaud. Ceci permet d'éviter de déstocker un réservoir chaud au profit d'un réservoir plus froid. Dans le système en parallèle, le débit du fluide caloporteur du côté solaire est réparti également entre les différents ECCN.

En comparant les deux arrangements, Cruickshank et Harrison (2006a; 2006b; 2006d; 2006e) ont constaté que le système en parallèle peut emmagasiner près de 10 % plus d'énergie que le système en série. Par contre, un système en parallèle requiert une tuyauterie parfaitement symétrique pour assurer un débit égal dans chaque boucle. Dans un système en série, les réservoirs sont chargés de façon séquentielle tandis que dans un système en parallèle, les trois réservoirs se chargent en même temps.

Le volume des réservoirs, les caractéristiques des pompes et les surfaces de panneaux solaires utilisées sont indiqués sur les figures 5.8 et 5.9. Les parties en pointillés sur les figures montrent l'option de la distribution d'énergie à la phase II. Les caractéristiques des réservoirs sont présentées au tableau 2.3 sauf pour les réservoirs de volume non

standard utilisés dans l'arrangement en parallèle où la procédure détaillée à la section 2.3.2 est utilisée. Les courbes de rendements des panneaux solaires sont tirés des données du manufacturier EnerWorks (2001) et les coefficients utilisés dans l'équation (2.6) sont présentés au tableau 5.8. Les coefficients utilisés sont, par contre, basés sur la température à l'entrée du capteur et non sur la température moyenne dans le capteur.

Tableau 5.8 Coefficients utilisés dans l'équation (2.6)

Coefficient	Unités	Valeur
c_0	(-)	0.650
c_1	(kJ/h·m ² ·K)	15.99
c_2	(kJ/h·m ² ·K ²)	0

Système en série. Tel que montré à la figure 5.8, l'eau froide de l'aqueduc entre au point A où une partie de l'eau se dirige vers les utilisations de l'eau froide domestique, et l'autre partie est préchauffée dans le RCEG par l'eau sortant des douches. La portion d'eau froide requise pour obtenir de l'eau dans les douches à 40 °C est puisée au point B et se dirige vers le robinet d'eau froide de la douche. Le reste de l'eau se dirige vers le réservoir PAC ou elle est préchauffée par le désurchauffeur des PAC géothermiques. Ensuite elle atteint les réservoirs solaires où elle est chauffée par 17.2 m² de capteurs solaires via les échangeurs de chaleur à convection naturelle (ECCN1, ECCN2 ... ECCNPII-n). L'ordre de stockage des réservoirs est l'inverse de l'ordre de déstockage. Si l'option de distribution à la phase II est considérée, des réservoirs assignés à la phase II sont ajoutés dans la boucle solaire. Pour simuler une demande de la phase II un profil journalier de 861 l/jour est utilisé dans les réservoirs solaires de la phase II. À sa sortie du réservoir solaire I, l'eau se dirige vers un réservoir auxiliaire qui permet de chauffer l'eau à l'aide de résistances électriques jusqu'à la température de consigne si le système solaire est insuffisant. Si la température de l'eau à la sortie de ce réservoir dépasse 55 °C, un mitigeur thermostatique puise de l'eau au point B pour tempérer l'eau à la sortie du réservoir auxiliaire.

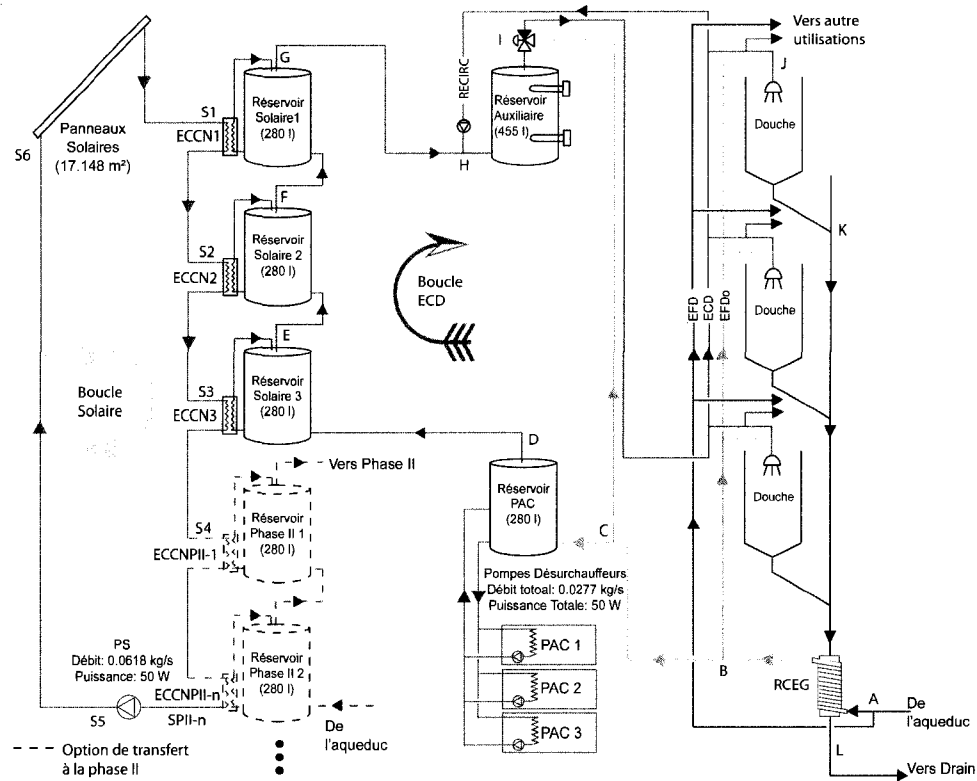


Figure 5.8 Système en série

Tel que montré précédemment, un des facteurs déterminants pour augmenter la fraction renouvelable est le volume de stockage. Par conséquent, 5 configurations de stockage ont été simulées. Le nombre de réservoir pour la phase I et la phase II ainsi que leur volume respectifs sont présentés au tableau 5.9. On remarque que dans le système en série, le volume de chacun des réservoirs de stockage assignés à la phase II est constant, mais leur nombre varie, alors que pour la phase I, le nombre de réservoirs et leur volume reste constants.

Tableau 5.9 Configurations étudiées dans le système en série

Configuration	Réservoirs Phase I		Réservoirs Phase II	
	Nombre	Volume	Nombre	Volume
S3-0	3	280	0	
S3-1	3	280	1	280
S3-2	3	280	2	280
S3-3	3	280	3	280
S3-4	3	280	4	280

La perte de charge à travers les ECCN est petite par rapport à celle des panneaux solaires. En conséquence pour toutes les configurations étudiées, une pompe de puissance de 50 Watts est utilisée.

Système en parallèle. L'arrangement en parallèle, montré à la figure 5.9, diffère de l'option en série au niveau du système solaire. L'eau préchauffée par les désurchauffeurs des PAC géothermiques se dirige au point E où elle est répartie également entre les trois réservoirs solaires. Dans ce cas, 5.7 m² de panneaux solaires sont connectés indépendamment à chaque réservoir, pour un total de 17.2 m². Un échangeur de chaleur à convection naturelle assure le transfert d'énergie entre ces capteurs et les réservoirs. Ensuite l'eau chaude produite par chaque réservoir converge en G. Dans le cas où l'option de distribution d'énergie à la phase II est considérée et si la température en H est supérieure à 68 °C, la pompe PPII est activée pour acheminer une partie de l'eau chaude au réservoir solaire dédié à la phase II. L'eau froide à la base du réservoir solaire de la phase II et l'eau provenant du désurchauffeur confluent au point E avant d'être acheminée aux réservoirs. Ici encore, une consommation en eau chaude de 861 l/j est utilisée pour simuler la demande de la phase II.

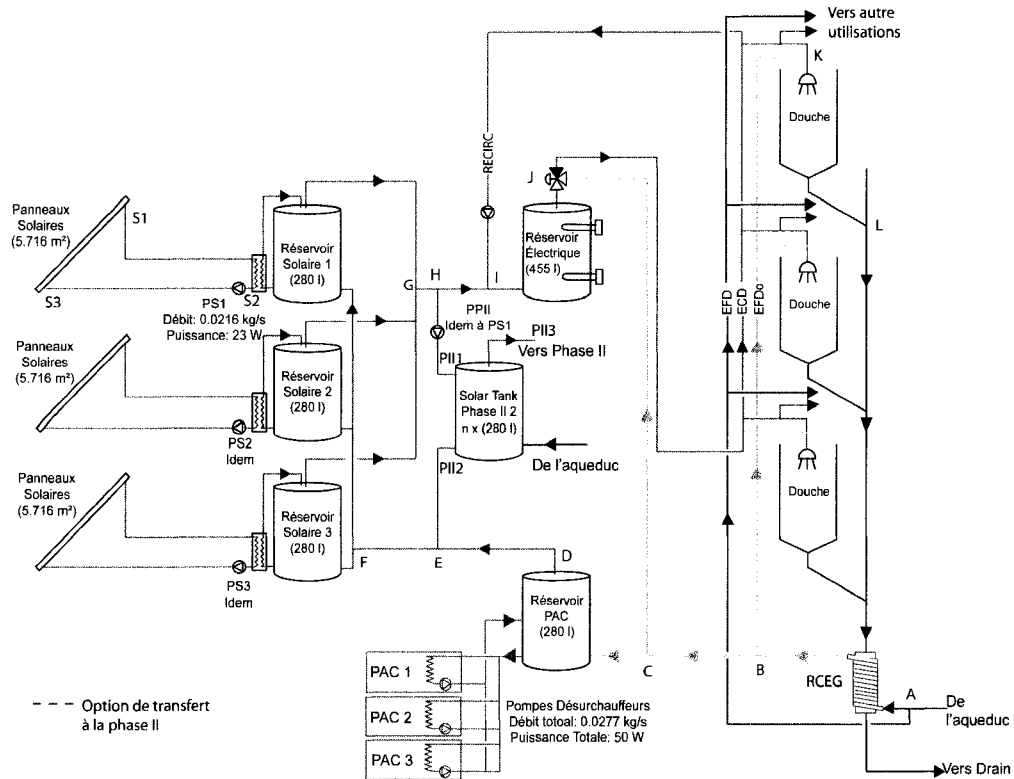


Figure 5.9 Système en parallèle

Le tableau 5.10 montre le nombre et le volume des réservoirs pour la phase I et la phase II pour le système en parallèle. Dans cet arrangement, un seul réservoir est utilisé pour la phase II, mais son volume varie. Le nombre et le volume des réservoirs de la phase I reste constant.

Tableau 5.10 Configurations étudiées dans le système en parallèle

Configuration	Réservoirs Phase I		Réservoirs Phase II	
	Nombre	Volume	Nombre	Volume
P3-0	3	280	0	
P3-280	3	280	1	280
P3-560	3	280	1	560
P3-840	3	280	1	840

Pour compléter cette présentation des deux types de systèmes, il faut souligner que les pertes thermiques dans la tuyauterie de la boucle solaire sont simulées alors que celles du côté de la distribution (branche ECD) ne sont pas considérées. Selon une étude

présentée par Delisle (2005), les pertes dans les tuyaux sont faibles puisqu'elles représentent moins de 1 % de l'énergie consommée par les réservoirs d'eau chaude pour un système de production d'ECD conventionnel.

5.4.2 Résultats et Discussion

Système en série. Le tableau 5.11 montre les températures à divers points pour le système en série avec 3 réservoirs (sans transfert à la phase II) pour des conditions typiques ensoleillées, soit pour l'heure 4640, (8^e heure de la 193^e journée de l'année).

Dans la boucle ECD, la température de l'eau augmente après chaque réservoir. Ainsi, la température passe de 24.6 à 61.0 °C du point D au point G. La température à la sortie du réservoir auxiliaire est plus froide que celle à la sortie du réservoir solaire 3 car l'eau « froide » présente dans les réservoirs solaires pendant la nuit, a migré dans le réservoir auxiliaire. Cependant, puisque la température à la sortie du réservoir auxiliaire est supérieure au point de consigne (55 °C), les éléments chauffants sont éteints.

Tableau 5.11 Résultats de simulations à l'heure 4640 pour le système en série

Points	Boucle ECD (°C)
T _C	20.6
T _D	24.6
T _E	50.5
T _F	59.2
T _G	61.0
T _I	58.1
	Boucle solaire (°C)
T _{S1}	62.1
T _{S2}	61.9
T _{S3}	60.5
T _{S4}	49.1

Du côté de la boucle solaire, la température diminue, au fur et à mesure que le fluide caloporteur cède une partie de sa chaleur aux échangeurs de chaleur à circulation naturelle. La différence de température la plus faible se situe entre les points T_{S1} et T_{S2},

c'est-à-dire entre l'entrée et la sortie du premier ECCN. Comme ce réservoir est presque entièrement chargé et que la différence de température entre l'eau du réservoir et le fluide caloporteur est faible, la circulation naturelle est faible et il y a peu de chaleur échangée (47.2 W) tel que montré au tableau 5.12. À l'opposé, le transfert de chaleur au niveau du troisième ECCN est élevé (2560 W) car la différence de température entre l'eau du réservoir et la boucle solaire est importante. Globalement, le système solaire produit 3067 W et les pertes thermiques dans les tuyaux de la boucle solaire se chiffrent à 109 W. Ces pertes sont du même ordre que les gains des deux premiers ECCN. Le rayonnement solaire incident est de 9660 W; le rendement du système est donc de 30 % à cette période de la journée.

Tableau 5.12 Puissance échangée dans les composantes de la boucle solaire à l'heure 4640 pour le système en série.

Points	Puissance échangée (W)
$Q_{\text{rayonnement solaire}}$	9660
Q_{solaire}	3067
Q_{ECCN1}	47.2
Q_{ECCN2}	332
Q_{ECCN3}	2560
Q_{PS}	50.0
$Q_{\text{Pertes, Tuyaux}}$	109
$Q_{\text{élément 1}}$	0.0
$Q_{\text{élément 2}}$	0.0

Système en parallèle. Le tableau 5.13 présente la température à des points stratégiques pour la configuration P3-280 (système en parallèle avec vente à la phase II avec un réservoir de stockage de 280 litres pour la phase II), à l'heure 4644 (12^e heure de la 193^e journée). Cette partie ne tente pas de comparer le système en parallèle au système en série, présenté dans la section précédente.

Les températures à la sortie du RCEG et du désurchauffeur sont de 20.6 et de 24.6 °C respectivement. La température passe de 21.3 °C à 69.6 °C dans le système solaire. Pour cette heure, la demande d'eau chaude est nulle, mais le réservoir de la phase II se

recharge. Donc, la température au point F est celle du bas du réservoir de la phase II. Du côté de la boucle solaire, la température du fluide caloporteur passe de 57.7 °C à 43.4 °C suite à son passage à travers l'ECCN.

Tableau 5.13 Résultats de simulations à l'heure 4644 pour le système en parallèle

Points	Boucle ECD (°C)
T _B	20.6
T _D	24.6
T _F	21.3
T _G	69.6
T _J	54.2
T _{PII2}	21.3
T _{PII3}	69.1
	Boucle solaire (°C)
T _{S1}	57.7
T _{S2}	43.4

Le tableau 5.14 présente les puissances échangées (pour un seul des trois systèmes). Le rayonnement solaire incident est de 4400 W. Alors que la chaleur échangée au niveau de l'ECCN est de 1628 W ce qui se traduit par un rendement de 37 %. Les pertes thermiques dans les tuyaux sont de 106 W. La température au point G est supérieure à 68 °C, soit la température d'activation de la pompe PPII. En conséquence, 4164 W sont transférés à la phase II.

Tableau 5.14 Puissance échangée dans les composantes de la boucle solaire à l'heure 4644 pour le système en parallèle.

Points	Puissance échangée (pour un seul système) (W)
Q _{rayonnement solaire}	4400
Q _{ECCN1}	1628
Q _{PS}	23.0
Q _{Pertes, Tuyaux}	106
Q _{élément 1}	0.0
Q _{élément 2}	0.0
Q _{Phase II}	4164

Le tableau 5.15 présente un sommaire de l'énergie produite pour les systèmes en série et en parallèle. La récupération d'énergie par le RCEG et le désurchauffeur ont déjà été discutées dans la section 5.3 et ne seront donc pas traités dans cette section.

Pour le système en série, au fur et à mesure que le nombre de réservoirs est ajouté au système pour transférer l'énergie à la phase II, l'énergie solaire emmagasinée dans les réservoirs de la phase I diminue. Elle passe de 4471 kWh dans le système sans transfert à la phase II à 3075 kWh lorsqu'il y a quatre réservoirs pour la phase II. Cette diminution d'énergie est largement compensée par une augmentation de l'énergie solaire transférée à la phase II avec l'ajout de réservoirs solaires; elle passe ainsi de 3667 kWh à 5927 kWh. Pour compenser une diminution de l'apport solaire à la phase I, l'élément électrique auxiliaire doit fournir une quantité d'énergie supplémentaire. Malgré cette augmentation de demande électrique, la fraction renouvelable augmente avec l'ajout de réservoirs. Elle passe de 0.724 sans vente à la phase II à 1.708 avec 4 réservoirs dédiés à la deuxième phase.

La consommation d'énergie de la pompe solaire (3^{ième} colonne du tableau) augmente avec l'ajout de réservoirs jusqu'à 2 réservoirs dédiés à la seconde phase, ensuite, elle reste constante à 180 kWh. Cette valeur indique que le nombre maximum d'heures de fonctionnement possible pour le système de production d'eau chaude est atteint. Ceci correspond à un fonctionnement de 3600 heures.

L'avant dernière colonne représente la consommation des pompes utilisées dans le calcul de la fraction renouvelable. Elle inclut l'énergie requise par la pompe solaire, la pompe de circulation du désurchauffeur (21 kWh) ainsi que la portion de l'énergie requise par le compresseur de la PAC pour réchauffer l'eau chaude domestique l'hiver (80 kWh).

Dans le système en parallèle, l'ajout d'un réservoir de 280 litres pour la phase II augmente la quantité d'énergie récupérée dans le système solaire de 28 % (de 4307 à

5542 kWh). Au delà de 280 litres, l'augmentation du volume du réservoir de la phase II a une influence négligeable (environ 20 kWh soit de 5542 kWh à 5562 et 5563 kWh) sur la quantité d'énergie récupérée par la partie solaire du système. En conséquence la fraction renouvelable augmente lors de l'ajout d'un réservoir de 280 litres à la phase II, mais plafonne à 0.98 en augmentant le volume du réservoir.

Puisque les réservoirs solaires dans le système solaire en parallèle sont en moyenne plus chauds que le système en série, le nombre d'heures de fonctionnement du système est diminué, ce qui diminue la quantité d'énergie transférée à la phase II. Bien que dans le système en parallèle, la consommation électrique est moins élevée que dans l'arrangement en série, la production solaire est largement inférieure. Avec une configuration en parallèle, le système n'atteint pas une fraction renouvelable supérieure à 1.

Tableau 5.15 Sommaire des résultats

Configuration	Q _{solaire} , Triplex		Q _{solaire} , Phase II		Q _{solaire} Total		W _{pompes} Total		F _{ren} (-)
	(kWh)	W _{pompe} (kWh)	(kWh)	W _{pompe} Phase II (kWh)	(kWh)	Q _{aux} (kWh)	(kWh)		
Réservoirs en Série									
S3-0	4471	114			4471	1293	215	0.724	
S3-1	3844	177	3667		7510	1482	278	1.360	
S3-2	3459	180	4837		8296	1693	281	1.543	
S3-3	3224	180	5507		8731	1834	281	1.645	
S3-4	3075	181	5927		9002	1929	282	1.708	
Réservoirs en Parallèle									
P3-0	4307	149			4307	1140	250	0.745	
P3-280	4203	165	1339	7.21	5542	1170	273	0.981	
P3-560	4201	165	1361	6.99	5562	1171	273	0.984	
P3-840	4201	165	1362	6.98	5563	1171	273	0.985	

Le gain d'énergie solaire annuel de chaque réservoir est détaillé au tableau 5.16. Dans toutes les configurations en série, sauf la configuration S3-4 (4 réservoirs assigné à la phase II), le premier réservoir récolte moins d'énergie que le deuxième et ainsi de suite. Par leur arrangement en contre-courant, le premier réservoir solaire est le plus chaud puisqu'il reçoit l'eau chaude déjà réchauffé par les réservoirs précédents. La boucle de

convection naturelle dans ce réservoir est donc moins efficace et l'échange au niveau de l'ECCN est moins important. Les réservoirs de la phase II, contrairement à ceux de la phase I, récoltent l'eau directement de l'aqueduc, en conséquence, ces réservoirs sont plus froids et permettent un transfert d'énergie solaire plus important dans la boucle de convection naturelle. Dans le cas de l'arrangement avec 4 réservoirs assignés à la phase II, l'énergie captée par les trois premiers réservoirs de la phase II est moins élevée que celle du 3^e réservoir de la phase I. Dans ce cas, le système solaire atteint sa limite de capacité de production, et ainsi l'énergie thermique se retrouve diluée dans les quatre réservoirs de la phase II.

Dans le cas du système en parallèle, l'énergie captée par les trois réservoirs solaires de la phase I est identique puisque les trois systèmes solaires sont identiques et indépendants les uns des autres.

Tableau 5.16 Énergie solaire transférée dans chaque réservoir

Configuration	Phase I				Phase II				
	RS 1 (kWh)	RS 2 (kWh)	RS 3 (kWh)	Total (kWh)	RS 1 (kWh)	RS 2 (kWh)	RS 3 (kWh)	RS 4 (kWh)	Total (kWh)
Réservoirs en Série									
S3-0	970	1031	2470	4471					0
S3-1	840	929	2075	3844	3667				3667
S3-2	760	851	1848	3459	2273	2564			4837
S3-3	712	800	1712	3224	1763	1748	1996		5507
S3-4	680	767	1628	3075	1373	1425	1453	1676	5927
Réservoirs en Parallèle									
P3-0	1436	1436	1436	4307					0
P3-280	1847	1847	1847	5542	1339				1339
P3-560	1854	1854	1854	5562	1361				1361
P3-840	1854	1854	1854	5563	1362				1362

Les pertes thermiques de chacun des réservoirs sont détaillées au tableau 5.17. Dans le système en série, on observe que le réservoir solaire (RS1) a des pertes thermiques plus importantes que le réservoir solaire 2 (RS2) et ainsi de suite. Ceci est lié au fait que le réservoir RS1 est, en moyenne, le plus chaud de la série ce qui engendre les pertes thermiques les plus élevées. Dans le système en parallèle, les réservoirs de la phase I ont

des pertes thermiques égales. La somme des pertes des réservoirs de la phase II pour l'arrangement en série et en parallèle est négative, ce qui signifie que la température moyenne de l'eau dans ces réservoirs est inférieure 20 °C, soit la température de la pièce.

Tableau 5.17 Pertes thermiques dans les réservoirs solaires

Configuration	Phase I				Phase II				
	RS 1 (kWh)	RS 2 (kWh)	RS 3 (kWh)	Total (kWh)	RS 1 (kWh)	RS 2 (kWh)	RS 3 (kWh)	RS 4 (kWh)	Total (kWh)
Réservoirs en Série									
S3-0	522	440	255	1216					
S3-1	440	368	210	1018	-78				-78
S3-2	390	323	180	893	0.11	-108			-108
S3-3	361	299	163	823	34	-38	-123		-127
S3-4	344	284	154	781	53	0.29	-60	-131	-137
Réservoirs en Parallèle									
P3-0	379	379	379	1138					
P3-280	361	361	361	1084	-132				-132
P3-560	361	361	361	1083	-185				-185
P3-840	361	361	361	1083	-263				-263

5.5 Conclusion

Ce chapitre présente différents scénarios de production d'eau chaude pour un projet réel de triplex à consommation énergétique nette zéro. Ces divers scénarios impliquent des capteurs solaires plans et à tubes sous vide, des désurchauffeurs de pompes à chaleur géothermiques ainsi qu'un récupérateur de chaleur des eaux grises. Le triplex est thermiquement efficace, donc les désurchauffeurs ne produisent qu'environ 7 % de l'eau chaude. L'énergie excédentaire produite par les panneaux solaires surdimensionnés et vendue aux bâtiments voisins permet d'obtenir une fraction renouvelable supérieure à 1, c'est-à-dire que la production d'énergie renouvelable dépasse les besoins en eau chaude du triplex. Finalement, le remplacement du réservoir solaire par un groupe de réservoirs solaires standards munis d'échangeurs de chaleur à convection naturelle est investigué.

Deux arrangements de système solaire ont été analysés, soit une configuration en série et une autre en parallèle. Avec l'arrangement en parallèle la fraction renouvelable est inférieure à 1. En revanche, un arrangement en série avec trois réservoirs pour le triplex et quatre réservoirs pour la vente aux bâtiments adjacents permet d'obtenir une fraction renouvelable de 1.7.

CONCLUSION

L'objectif de ce mémoire est d'examiner différentes configurations limitant l'utilisation d'électricité et de combustibles fossiles pour la production d'eau chaude domestique. Cette analyse est réalisée au moyen de simulations en utilisant TRNSYS.

En plus des modèles standards de TRNSYS plusieurs nouveaux modèles ont été développés dont des modèles pour le récupérateur de chaleur des eaux grises (RCEG), le désurchauffeur des pompes à chaleur (PAC) géothermiques, et l'échangeur de chaleur à convection naturelle (ECCN).

Le modèle du RCEG est basé sur l'efficacité en régime permanent auquel un facteur de correction pour opération en régime transitoire a été ajouté. Ce facteur de correction est basé sur des constantes de temps en opération et en mode d'attente. Bien qu'il y ait une incertitude sur la valeur des constantes de temps utilisées, une analyse de sensibilité montre qu'une variation de la constante de temps en opération de 50 % entraîne une variation de l'énergie récupérée de 5 %. L'énergie récupérée par le RCEG est encore moins sensible à une variation de la constante de temps en attente.

Le modèle de l'ECCN est une adaptation des travaux effectués à l'Université Queen's. Il permet de déterminer l'échange de chaleur entre la boucle solaire et le réservoir d'eau chaude.

DHW-calc s'est avéré un outil indispensable pour la génération de profils d'eau chaude domestique. Ce logiciel donne la flexibilité nécessaire pour produire des profils d'eau chaude variés pour de faibles pas de temps ce que les profils horaires classiques ne permettent pas de réaliser. Grâce à ce travail, ce logiciel, et surtout sa procédure d'utilisation, font maintenant partis des outils du groupe de recherche du professeur Bernier.

La fraction renouvelable, une variation de la classique définition de la fraction solaire, est proposée dans ce travail. Cette définition permet de prendre en compte le transfert d'énergie renouvelable excédentaire aux bâtiments adjacents.

Plusieurs scénarios et configurations de production d'eau chaude domestique sont étudiés. D'abord, l'impact du RCEG sur la récupération d'énergie et sur la baisse potentielle du volume de stockage est examiné. Puis, le RCEG est jumelé à un système solaire classique. Ensuite, la production d'eau chaude dans les maisons à consommation nette zéro est simulée. Finalement, les connaissances acquises au cours de ce projet ont ensuite été appliquées à projet réel de triplex à consommation énergétique nette nulle. Dans ce derniers cas, la possibilité d'utiliser un ECCN est explorée. Les principales conclusions tirées des simulations de ces différentes configurations sont résumées dans les paragraphes suivants.

Lorsqu'il est utilisé seul, le RCEG peut récupérer de 31.3 % (eau froide des douches préchauffé) à 41.3 % (eau chaude et eau froide préchauffé) de l'énergie nécessaire aux douches. Annuellement, ceci représente des économies allant de 667 à 851 kWh pour une demande en eau chaude typique de 240 l/j; une quantité d'énergie non-négligeable considérant que l'énergie requise annuellement pour le chauffage de cette quantité d'eau est de 5040 kWh.

Lorsque combiné au système solaire classique, les résultats montrent que le RCEG a une influence sur les performances du système solaire, mais non l'inverse. La fraction renouvelable peut atteindre une valeur de 61.4 % avec un RCEG alors que la fraction renouvelable du système solaire seul est de 52.2 %.

En augmentant la température d'entrée au réservoir d'eau chaude, le RCEG permet de réduire le volume de stockage. Pour une consommation moyenne (240 l/j), l'installation d'un RCEG permet de réduire la taille du réservoir de 184 à 136 litres. Pour une forte consommation (360 l/j), le volume de stockage passe de 280 à 184 litres. Enfin, le

RCEG permet d'augmenter le débit maximum continu permettant une douche confortable d'un facteur allant de 2.2 à 2.4.

La production d'eau chaude solaire pour les maisons à consommation énergétique nette zéro a ensuite été examinée. Le système étudié comprend un RCEG jumelé à un système solaire classique. Les simulations ont permis de déterminer les fractions renouvelables de production d'eau chaude domestique pour plusieurs combinaisons de surface et d'orientation des panneaux solaires, de volume de stockage, et de consommation d'eau chaude. Les résultats montrent que : i) Une augmentation de la surface des capteurs a pour effet d'augmenter la fraction renouvelable mais ne modifie pas l'azimut ou l'inclinaison optimale ; ii) L'augmentation du stockage a pour effet d'augmenter la fraction renouvelable et pour les faibles volumes, l'azimut optimal se déplace vers l'ouest ; iii) L'augmentation de la consommation d'eau chaude a pour effet, tel que prévu, de diminuer la fraction renouvelable.

Dans le cas du triplex à consommation énergétique nette nulle, le système de production d'eau chaude est composé d'un système solaire classique combiné à un RCEG et aux désurchauffeurs de trois PAC géothermiques. Les désurchauffeurs produisent environ 7% de l'eau chaude. Cette quantité est relativement faible puisque dans un bâtiment efficace, l'utilisation des PAC est minimisée. Pour augmenter la fraction solaire en hiver, les capteurs solaires ont été surdimensionnés. En été, par contre, ces capteurs produisent une quantité d'énergie supérieure à la demande. Cette énergie excédentaire peut être récupérée en installant un second réservoir et en vendant cette énergie aux bâtiments adjacents. Il est donc possible d'obtenir une fraction renouvelable supérieure à 1, i.e. que la production d'énergie renouvelable dépasse les besoins en eau chaude du triplex.

Finalement, l'utilisation de réservoirs munis d'échangeurs de chaleur à convection naturelle est investiguée. Deux arrangements de système solaire sont analysés, soit une configuration en série et une autre en parallèle. Avec un arrangement en série il est

possible d'obtenir une fraction renouvelable de 1.7, avec trois réservoirs pour le triplex et quatre réservoirs pour la vente aux bâtiments adjacents. Par contre, pour l'arrangement en parallèle, il n'a pas été possible d'obtenir une fraction renouvelable supérieure à 1.

Bien que cette recherche ait atteint les objectifs visés, certains aspects méritent d'être approfondis. Ainsi, il serait utile de valider expérimentalement le comportement thermique en régime transitoire des récupérateurs de chaleur des eaux grises. Il en va de même pour les désurchauffeurs pour lesquels ils existent peu d'études indépendantes sur leur performance en fonction de divers paramètres notamment la température et le débit d'eau à l'entrée. Enfin, il est recommandé d'effectuer le monitoring du système de production d'eau chaude qui sera installé dans le triplex à consommation énergétique nette nulle. Ce faisant une validation globale des simulations pourra être réalisée.

RÉFÉRENCES

- Aguilar, C., White, D. J., & Ryan, D. L. (2005). Domestic Water Heating and Water Energy Consumption in Canada. Consulté le 26 juillet 2007, tiré de http://www.ualberta.ca/~cbeedac/publications/documents/domwater_000.pdf.
- Atabaki, N., & Bernier, M. A. (2001). Détermination expérimentales des caractéristiques de la zone de mélange au bas d'un chauffe-eau électrique. *Ve Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la thermique des systèmes, INSA de Lyon* (pp. 455-462).
- Atabaki, N., & Bernier, M. A. (2005). A semi-empirical model for residential electric hot water tanks. *ASHRAE Transactions*, 111(1), 159-168.
- Barley, C. D., Torcellini, P., & Van Geet, O. (2004). Design and performance of the Van Geet off-grid home. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME*, 126(2), 738-743.
- Baxter, V. D. (1984). Comparison of Field Performance of a High-Efficiency Heat Pump With and Without a Desuperheater Water Heater. *ASHRAE Transactions*, 90(1A), 180-190.
- Bernadowski, T. A. (1996). Virginia Power Water Heater Testing and Optimisation. Consulté le 10 avril 2005, tiré de <http://gfxtechnology.com/OldDom>
- Biaou Affouda, L., & Bernier, M. A. (2005). Domestic Hot Water Heating in Zero Net Energy Homes. *9th International IBPSA conference, Montréal, QC* (pp. 63-70).
- Bouthillier, P., & Bernier, M. A. (1995). A new model to simulate the thermal performance of electric water heaters. *Canadian Electrical Association - Technical conference - Electricity '95, Vancouver, Canada*, 20 pages.

- Climate Master. (2005). Tranquility 27™ (TT) Series Product Catalog. Consulté le 27 mars 2006, tiré de http://www.climatemaster.com/index/res_lit.
- Cook, R. E. (1990). Water storage tank size requirements for residential heat pump/air-conditioner desuperheater heat recovery. *ASHRAE Transactions*, 95(2), 715-719.
- Cook, R. E., Davidson, M. J., D'Valentine, M., & Goldschmidt, V. W. (1986). Simple Method to Determine the Yearly Consumption of a Combined Space- and Water-Heating Appliance with a Heat Pump and Desuperheater. *ASHRAE Transactions*, 92(2B), 399-414.
- Cruickshank, C. A., & Harrison, S. J. (2006a). Analysis of a Modular Thermal Storage for Solar Heating Systems. *Solar Buildings Research Network and the Solar Energy Society of Canada Inc. (SESCI) 2006 Conference, Montréal, QC*, paper M06-M1A-1, 8 pages.
- Cruickshank, C. A., & Harrison, S. J. (2006b). Experimental Analysis of Stratified Multi-tank Thermal Storage Configurations for Solar Heating Systems. *American Solar Energy Society (ASES) 2006 Conference, Denver, CO*.
- Cruickshank, C. A., & Harrison, S. J. (2006c). Experimental characterization of a natural convection heat exchanger for solar domestic hot water systems. *Denver, CO* (Vol. 2006, pp. 7) American Society of Mechanical Engineers, New York, NY.
- Cruickshank, C. A., & Harrison, S. J. (2006d). An Experimental Test Apparatus for the Evaluation of multi-Tank Thermal Storage Systems. *Solar Buildings Research Network and the Solar Energy Society of Canada Inc. (SESCI) 2006 Conference, Montréal, QC*, paper M06_W1A_2, 7 pages.

- Cruickshank, C. A., & Harrison, S. J. (2006e). Simulation and Testing of Stratified Multi-tank, Thermal Storage for Solar Heating Systems. *EuroSun 2006 Conference, Glasgow, Scotland*.
- D'Valentine, M. L., & Goldschmidt, V. W. (1990). Desuperheater water-heater and air-to-air heat pump system. Representative performance data. *ASHRAE Transactions*, 95(2), 417-421.
- Delisle, V. (2005). *Modélisation d'un système de récupération de l'énergie des eaux usées domestiques*. PFE inédit, École Polytechnique de Montréal, Montréal.
- Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2006). *Solar engineering of thermal processes* (3rd^e éd.). Hoboken, N.J.: John Wiley & Sons.
- Ebersbach, K. F. (1977). Heat Recovery from Waste Water in Domestic Buildings. *Energy Use Manage, Proc of the Int Conf, Oct 24-28 1977*(2), 199-207.
- EnerWorks Inc. (2001). EnerWorks website. Consulté le 9 mai 2006, tiré de <http://www.enerworks.com/ie.asp>
- Fanney, A. H., & Dougherty, B. P. (1992). Performance of a residential desuperheater. *ASHRAE Transactions*, 98(1), 489-499.
- Fraser, K. F., Hollands, K. G. T., & Brunger, A. P. (1995). Empirical model for natural convection heat exchangers in SDHW systems. *Solar Energy*, 55(2), 75.
- Hewitt, N. J., & Henderson, P. (2001). Drainwater Heat Recovery System - An Energy Conservation Project. Consulté le 15 avril 2006, tiré de <http://www.gfxstar.ca/Gfx-uk.pdf>
- Hollands, K. G. T., & Lightstone, M. F. (1989). Review of low-flow, stratified-tank solar water heating systems. *Solar Energy*, 43(2), 97-105.

- IEA-SHC. (2004). Recommendation: Converting solar thermal collector area into installed capacity (m^2 to kWh). Consulté le 4 juillet 2006, tiré de <http://www.iea-shc.org/welcome/Technical%20note%20-%20new%20solar%20thermal%20statistics%20conversion.pdf>
- Iolova, K., Bernier, M. A., & Charneux, R. (2007). Detailed Energy Simulations of a Net Zero Energy Triplex in Montreal. *2nd Canadian Solar Buildings Conference, Calgary, AB* paper M1-1-2, 10 pages.
- Japan Air Conditioning Heating & Refrigeration News. (2003). "Eco Cute" CO₂ Heat Pump Water Heaters. Consulté le 18 septembre 2007, tiré de http://www.jarn.co.jp/News/2003_Q2/30620_Eco_Cute.htm.
- Jordan, U., & Vajen, K. (2000). Influence of the DHW load profile on the fractional energy savings: A case study of solar combi-system with TRNSYS simulations. *Special Issue - Selected Proceeding of Eurosun 2000: Solar Energy*, 69(SUPPLEMENT), 197-208.
- Jordan, U., & Vajen, K. (2001). Realistic Hot Water Profiles in Different Time Scales. Consulté le 27 novembre 2007, tiré de <http://sel.me.wisc.edu/trnsys/trnlib/iea-shc-task26/iea-shc-task26-load-profiles-description-jordan.pdf>.
- Jordan, U., & Vajen, K. (2003a). *DHW Calc* Version 1.10. Kassel, Allemagne.
- Jordan, U., & Vajen, K. (2003b). *DHWcalc Handbuch*. Kassel, Allemagne.
- Kreith, F., & Bohn, M. (2001). *Principles of heat transfer* (6th^e éd.). Australia, Pacific Grove, CA: Brooks/Cole Pub.
- Lin, Q., Harrison, S. J., & Lagerquist, M. (2000). Analysis and Modelling of Compact Heat Exchangers for Natural Convection Application. *EuroSun 2000, Copenhagen, Dannemark*.

- Lowenstein, A., & Hiller, C. C. (1996). Disaggregating residential hot water use. *ASHRAE Transactions*, 102(1), 1019-1027.
- Marcoux, C., & Dumas, C. (2004). Température de l'eau dans l'aqueduc de Montréal. Consulté le 1 mars 2006, tiré de http://www.ashrae-mtl.org/text/f_ashrae.html
- NRCan. (2006a). Boilers: How Much Will I Save? Consulté le 4 janvier 2008, tiré de <http://oee.nrcan.gc.ca/industrial/equipment/boilers/savings.cfm?attr=24>.
- NRCan. (2006b). Energy Use Data Handbook 1990 and 1998 to 2004. Consulté le 26 juillet 2007, tiré de <http://oee.nrcan.gc.ca/Publications/statistics/handbook06/pdf/handbook06.pdf>.
- NRCan. (2006c). Secteur Résidentiel: Chauffage, Climatisation et confort - Équipement. Consulté le 26 juillet 2007, tiré de <http://www.oee.nrcan.gc.ca/equipment/francais/page51.cfm?PrintView=N&Text=N>.
- Numerical Logics. (1999). *Canadian Weather for Energy Calculations* [Users Manual and CD-ROM]. Ottawa: Environment Canada.
- Office de l'efficacité Énergétique. (2002). Canada R-2000/Energuides Energy-Credits. In Site de GFX Technoloy. Consulté le 20 novembre 2007, tiré de <http://gfxtechnology.com/R-2000.pdf>.
- Office de l'efficacité Énergétique. (2004). *Guide des données de la consommation d'énergie, 1990, 1996 à 2005*. Ottawa, ON: Publication Écoénergie.
- Perez, R., Ineichen, P., Seals, R., Michalsky, J., & Stewart, R. (1990). Modeling daylight availability and irradiance components from direct and global irradiance. *Solar Energy*, 44(5), 271-289.

- Perlman, M., & Mills, B. E. (1985). Development of Residential Hot Water Use Pattern. *ASHRAE Transactions*, 91(2), 657-679.
- Picard, D., & Bernier, M. A. (2007). Optimisation de la production d'eau chaude solaire dans les maison à consommation énergétique nette zéro. *VIIIe Colloque interuniversitaire franco-québécois, ETS, Montréal, QC* (Vol. 1, pp. 263-268), article 04-15, 6 pages.
- Picard, D., Bernier, M. A., & Charneau, R. (2007). Domestic Hot Water Production in a Net Zero Energy Triplex in Montreal. *Canadian Solar Building Research Network Conference, Université de Calgary, Calgary, AB*, paper T-1-4, 8 pages.
- Picard, D., Delisle, V., Bernier, M. A., & Kummert, M. (2006). On the combined effect of wastewater heat recovery and solar domestic hot water heating. *Canadian Solar Building Research Network Conference, Université Concordia, Montreal, QC*, paper M06-M1A-2, 10 pages.
- Pitkin, E. T. (1979). Solar Plus Waste Heat Recovery Hybrid Water Heating System. *Sun 2, Proc of the Int Sol Energy Soc Silver Jubilee Congr, May 1979*, 988-992.
- Proskiw, G., & Ltd, P. E. (1998). *Technology Profile: Residential Greywater Heat Recovery Systems*. Ottawa, ON: The CANMET Energy Technology Centre (CETC) Energy Technology Branch, Department of Natural Ressources Canada.
- Purdy, J. M., Harrison, S. J., & Oosthuizen, P. H. (1998). Thermal Evaluation of Compact Heat Exchangers in a Natural Convection Application. *IHTC. Heat Transfer 1998, Kyongju, Corée* (Vol. 6, pp. 305-310).
- SCHL. (2006). *NZEHH Energy Calculation Information and Example: SCHL*.
- SEL. (2005). *TRNSYS 16 - A Transient Simulation Program - Documentation set (9 Volumes)* Version 16.00.0038. Madison, WI: University of Wisconsin.

- Smith, I. E. (1975). Recovery and Utilisation of Heat from Domestic Waste Water. *Applied Energy*, 1(3), 205-214.
- Stene, J. (2005). Residential CO₂ heat pump system for combined space heating and hot water heating. *International Journal of Refrigeration*, 28(8), 1259-1265.
- TESS. (2005). *TESS Libraries - Reference Manuals (5 Volumes)* Version 2.02. Madison, WI: Thermal Energy System Specialists.
- The Kansai Electric Power Co. Inc. (2007). Development of the "Eco Cute" a Natural Refrigerant CO₂ Heat Pump Water Heater. Consulté le 18 septembre 2007, tiré de http://www.kepco.co.jp/english/rd/topics/topics_6.html.
- U.S. DOE. (2001). Heat Recovery form Wastewater Using a Gravity-Film Heat Exchanger. Consulté le 10 avril 2006, tiré de <http://gfxtechnology.com/Femp.pdf>
- U.S. DOE. (2005). Selecting a New Water Heater. Consulté le 26 juillet 2007, tiré de http://www.eere.energy.gov/consumer/your_home/water_heating/index.cfm/mytopic=12770.
- WaterFilm Energy Inc. (2005a). GFX-STAR™ -- Next Generation GFX. Consulté le 8 janvier 2008, tiré de <http://www.gfxtechnology.com/GFX-STAR.html>.
- WaterFilm Energy Inc. (2005b). GFX Heat eXchanger & Water Heater Booster. Consulté le 12 avril 2006, tiré de <http://gfxtechnology.com/>
- Zaloum, C., Gusdorf, J., & Parekh, A. (2007). *Final Report: Performance Evaluation of Drain Water Heat Recovery Technology at the Canadian Centre for Housing Technology*. Ottawa: Sustainable Buildings and Communities, Natural Resources Canada.

ANNEXES

ANNEXE A

AUTRES PROFILS D'EAU CHAUDE

Tableau A.1 : Données utilisées pour générer les profils de demande de 120 l/jours

	Catégories de débit			
	Demande de courte durée	Demande de durée moyenne	Bain	Douche*
Débit moyen par demande (l/h)	60	360	720	480/815
Durée de la demande (min)	1	1	10	5
Portion (l/jour)	17	43	12	48/82
(%)	14	36	10	40
Écart-type (l/h)	120	120	12	24
Débit volumique minimum (l/h)	6			6
Débit volumique maximum (l/h)	800			900

* La première valeur représente les valeurs d'eau chaude à 55 °C et la deuxième valeur représente la demande totale.

Tableau A.2 : Données utilisées pour générer les profils de demande de 360 l/jours

	Catégories de débit			
	Demande de courte durée	Demande de durée moyenne	Bain	Douche*
Débit moyen par demande (l/h)	60	360	720	480/815
Durée de la demande (min)	1	1	10	5
Portion (l/jour)	50	129	37	144/245
(%)	14	36	10	40
Écart-type (l/h)	120	120	12	24
Débit volumique minimum (l/h)	6			6
Débit volumique maximum (l/h)	800			900

* La première valeur représente les valeurs d'eau chaude à 55 °C et la deuxième valeur représente la demande totale.

Tableau A.3 : Données utilisées pour générer les profils de demande de 861 l/jours

		Catégories de débit			
		Lavage de vaisselle	Lessive	Autre	Douche *
Débit moyen par demande	(l/h)	300	93	60	373/570
Durée de la demande	(min)	5	10	1	5
Portion	(l/jour)	141	225	45	450/686
	(%)	16	26	5	52
Écart-type	(l/h)	24	24	120	24
Débit volumique minimum		6		6	
Débit volumique maximum		800		600	

* La première valeur représente les valeurs d'eau chaude à 55 °C et la deuxième valeur représente la demande totale.

ANNEXE B

EFFICACITÉ DU RÉCUPÉRATEUR DE CHALEUR DES EAUX GRISES

Les figures B.1 et B.2 présentent l'efficacité (en régime permanent) du RCEG utilisé dans la présente étude. Ces courbes s'appliquent au modèle G3-60 du manufacturier Waterfilm Energy (WaterFilm Energy Inc, 2005b). L'efficacité est donnée en fonction du débit volumique dans le drain (en gallons US par minute) pour différents ratios de débits volumiques serpentín/drain.

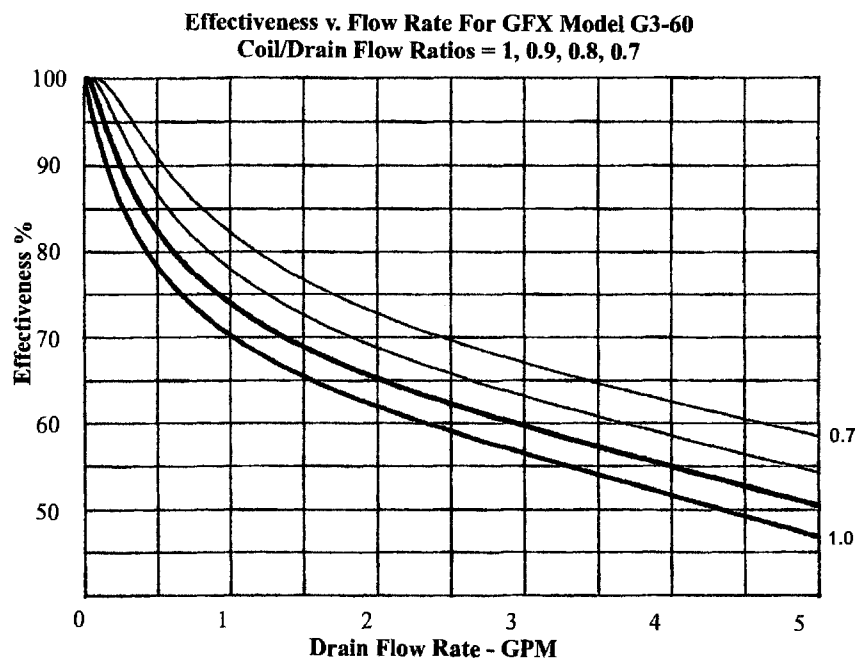


Figure B.1 Efficacité du RCEG (modèle G3-60 de la compagnie Waterfilm Energy) en fonction du débit volumique dans le drain (en gallons US par minute) pour différents ratios de débits volumiques serpentín/drain (0.7, 0.8, 0.9, 1.0) (WaterFilm Energy Inc, 2005b)

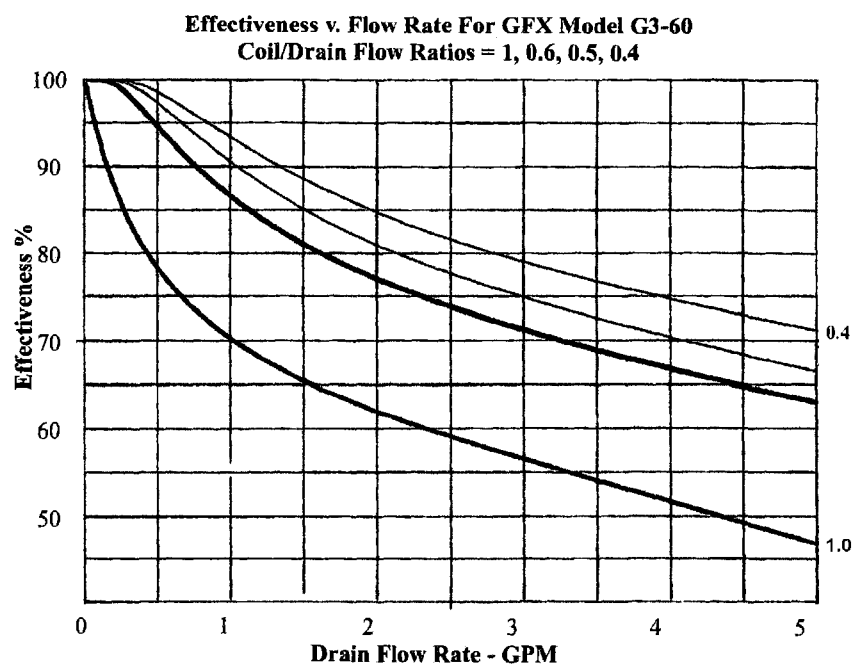


Figure B.2 Efficacité du RCEG (modèle G3-60 de la compagnie Waterfilm Energy) en fonction du débit volumique dans le drain (en gallons US par minute) pour différents ratios de débits volumiques (en gallons US par minute) serpentin/drain (0.4, 0.5, 0.6, 1.0) (WaterFilm Energy Inc, 2005b)

ANNEXE C**DONNÉES DE PERFORMANCE DE LA POMPE À CHALEUR TRANQUILITY****TT27***Tableau C.1 Légende des termes utilisés dans les figures C.2 et C.3*

EWT	Température d'entrée d'eau (°F)
GPM	Débit de la solution glycolée (GPM)
WPF	Chute de pression de l'eau (psi et pi)
Airflow	Débit d'air (CFM)
EAT	Température d'entrée de l'air (°F)
TC	Capacité de refroidissement total (Mbtuh)
SC	Capacité de refroidissement sensible (Mbtuh)
kW	Puissance de la thermopompe (kW)
HR	Chaleur rejetée (Mbtuh)
EER	Taux de rendement énergétique
HWC	Capacité de production d'eau chaude (Mbtuh)
LAT	Température de sortie de l'air (°F)
COP	Coefficient de performance

Tableau C.2 Données de performances de la PAC Tranquility TT27 à charge partielle
(Climate Master, 2005)

EWT	GPM	WPD		COOLING EAT 80/67°F						HEATING - EAT 70°F							
		PSI	FT	Airow CFM	TC	SC	kW	HR	EER	HWC	Airow CFM	TC	kW	HE	LAT	COP	HWC
20	7	4.5	10.3								710	11.6	1.05	8.2	85.1	3.25	1.9
20	7	4.5	10.3								825	11.7	1.02	8.4	83.2	3.38	1.7
30	3.5	1.2	2.8	620	22.2	14	0.58	24.1	38.3	-	710	13.6	1.09	10.1	87.8	3.66	2
30	3.5	1.2	2.8	725	22.5	14.7	0.59	24.4	38.3	-	825	13.8	1.06	10.3	85.5	3.81	1.7
30	5.8	2.9	6.6	620	22.4	14	0.57	24.3	39.2	-	710	14.2	1.09	10.7	88.5	3.81	2
30	5.8	2.9	6.6	725	22.7	14.7	0.58	24.7	39.2	-	825	14.4	1.06	10.9	86.1	3.97	1.7
30	7	4.1	9.4	620	22.5	14	0.56	24.4	39.8	-	710	14.4	1.09	10.9	88.8	3.86	1.9
30	7	4.1	9.4	725	22.8	14.7	0.57	24.7	39.8	-	825	14.6	1.06	11.1	86.3	4.02	1.7
40	3.5	1.1	2.5	620	22.9	15.1	0.65	25.1	35.3	-	710	16.1	1.15	12.3	90.9	4.08	2
40	3.5	1.1	2.5	725	23.3	15.8	0.66	25.5	35.3	-	825	16.2	1.12	12.6	88.2	4.25	1.8
40	5.8	2.6	5.9	620	23.1	15.1	0.61	25.2	37.9	-	710	16.7	1.15	13	91.8	4.25	2
40	5.8	2.6	5.9	725	23.4	15.9	0.62	25.5	37.9	-	825	16.9	1.12	13.3	89	4.42	1.7
40	7	3.6	8.4	620	23.2	15.1	0.6	25.2	38.3	-	710	16.9	1.16	13.2	92.1	4.3	2
40	7	3.6	8.4	725	23.5	15.9	0.61	25.6	38.3	-	825	17.1	1.12	13.5	89.2	4.47	1.7
50	3.5	1	2.3	620	22.7	15.4	0.74	25.2	30.7	0.7	710	18.3	1.18	14.5	93.9	4.56	2.1
50	3.5	1	2.3	725	23	16.2	0.75	25.6	30.7	0.7	825	18.5	1.14	14.8	90.8	4.75	1.8
50	5.8	2.4	5.6	620	22.9	15.5	0.69	25.3	33.4	0.6	710	19.1	1.18	15.2	94.8	4.73	2.1
50	5.8	2.4	5.6	725	23.3	16.3	0.7	25.6	33.4	0.6	825	19.3	1.15	15.5	91.6	4.93	1.8
50	7	3.4	7.9	620	23	15.5	0.67	25.3	34.1	0.6	710	19.3	1.18	15.4	95.1	4.78	2
50	7	3.4	7.9	725	23.3	16.3	0.68	25.6	34.1	0.6	825	19.5	1.15	15.7	91.9	4.98	1.8
60	3.5	1	2.2	620	21.9	15.3	0.85	24.8	25.9	1.1	710	20.4	1.21	16.5	96.6	4.93	2.2
60	3.5	1	2.2	725	22.2	16.1	0.86	25.1	25.9	1.1	825	20.6	1.18	16.8	93.2	5.13	1.9
60	5.8	2.3	5.2	620	22.4	15.5	0.78	25.1	28.6	1	710	21.2	1.22	17.3	97.7	5.1	2.2
60	5.8	2.3	5.2	725	22.7	16.3	0.8	25.4	28.6	1	825	21.5	1.18	17.6	94.1	5.31	1.9
60	7	3.2	7.4	620	22.5	15.5	0.77	25.1	29.4	0.9	710	21.5	1.22	17.5	98	5.15	2.1
60	7	3.2	7.4	725	22.9	16.3	0.78	25.5	29.4	0.9	825	21.7	1.19	17.8	94.3	5.36	1.9
70	3.5	0.9	2.1	620	20.7	14.8	0.97	24	21.4	1.4	710	22.4	1.23	18.4	99.2	5.35	2.3
70	3.5	0.9	2.1	725	21	15.6	0.98	24.3	21.4	1.5	825	22.7	1.19	18.8	95.4	5.57	2
70	5.8	2.1	4.9	620	21.4	15.1	0.9	24.4	23.8	1.3	710	23.3	1.24	19.3	100.4	5.52	2.3
70	5.8	2.1	4.9	725	21.7	15.9	0.91	24.8	23.8	1.4	825	23.5	1.2	19.6	96.4	5.75	2
70	7	3	7	620	21.6	15.2	0.88	24.6	24.5	1.2	710	23.5	1.24	19.5	100.7	5.57	2.3
70	7	3	7	725	21.9	16	0.89	24.9	24.5	1.2	825	23.8	1.2	19.9	96.7	5.8	2
80	3.5	0.8	1.9	620	19.3	14.2	1.1	23.1	17.5	1.8	710	24.4	1.25	20.3	101.8	5.73	2.4
80	3.5	0.8	1.9	725	19.6	14.9	1.12	23.4	17.5	1.8	825	24.6	1.21	20.7	97.7	5.97	2.1
80	5.8	2	4.6	620	20.1	14.5	1.03	23.6	19.5	1.6	710	25.3	1.26	21.2	103	5.9	2.4
80	5.8	2	4.6	725	20.4	15.3	1.04	23.9	19.5	1.7	825	25.6	1.22	21.6	98.7	6.15	2.1
80	7	2.8	6.5	620	20.3	14.6	1.01	23.7	20.1	1.5	710	25.6	1.26	21.5	103.4	5.95	2.4
80	7	2.8	6.5	725	20.6	15.4	1.02	24	20.1	1.5	825	25.9	1.22	21.9	99	6.2	2.1
85	3.5	0.8	1.9	620	18.7	13.9	1.18	22.7	15.9	2	710	25.3	1.26	21.2	103	5.91	2.5
85	3.5	0.8	1.9	725	18.9	14.6	1.19	23	15.9	2	825	25.6	1.22	21.7	98.7	6.15	2.2
85	5.8	1.9	4.5	620	19.3	14.2	1.1	23.1	17.5	1.8	710	26.3	1.27	22.2	104.3	6.08	2.5
85	5.8	1.9	4.5	725	19.6	14.9	1.12	23.4	17.5	1.9	825	26.6	1.23	22.6	99.9	6.33	2.2
85	7	2.7	6.3	620	19.5	14.3	1.08	23.2	18	1.7	710	26.6	1.27	22.5	104.7	6.13	2.5
85	7	2.7	6.3	725	19.8	15	1.1	23.6	18	1.7	825	26.9	1.24	22.9	100.2	6.38	2.2
90	3.5	0.8	1.8	620	18	13.7	1.25	22.3	14.4	2.2	710	26.3	1.27	22.2	104.3	6.08	2.6
90	3.5	0.8	1.8	725	18.3	14.4	1.27	22.6	14.4	2.3	825	26.6	1.23	22.6	99.8	6.33	2.2
90	5.8	1.9	4.4	620	18.6	13.8	1.18	22.6	15.8	1.9	710	27.3	1.28	23.1	105.6	6.25	2.6
90	5.8	1.9	4.4	725	18.9	14.6	1.2	22.9	15.8	2	825	27.6	1.24	23.6	101	6.51	2.2
90	7	2.7	6.2	620	18.8	13.9	1.16	22.7	16.3	1.8	710	27.6	1.28	23.4	106	6.3	2.5
90	7	2.7	6.2	725	19.1	14.7	1.17	23.1	16.3	1.8	825	27.9	1.25	23.9	101.3	6.56	2.2
100	3.5	0.8	1.8	620	16.6	13	1.41	21.4	11.7	2.4							
100	3.5	0.8	1.8	725	16.8	13.7	1.43	21.7	11.7	2.5							
100	5.8	1.8	4.2	620	17.1	13.2	1.34	21.7	12.7	2.2							
100	5.8	1.8	4.2	725	17.4	13.8	1.36	22	12.7	2.3							
100	7	2.6	6	620	17.3	13.3	1.32	21.8	13.1	2							
100	7	2.6	6	725	17.5	13.9	1.34	22.1	13.1	2							
110	3.5	0.7	1.7	620	15.5	12.7	1.59	20.9	9.7	2.7							
110	3.5	0.7	1.7	725	15.7	13.4	1.61	21.2	9.7	2.8							
110	5.8	1.7	4	620	15.8	12.7	1.53	21	10.3	2.5							
110	5.8	1.7	4	725	16	13.3	1.55	21.3	10.3	2.5							
110	7	2.5	5.7	620	16	12.7	1.5	21.1	10.6	2.2							
110	7	2.5	5.7	725	16.2	13.4	1.52	21.4	10.6	2.3							
120	3.5	0.7	1.6	620	14.5	12.6	1.84	20.8	7.9	3							
120	3.5	0.7	1.6	725	14.7	13.3	1.86	21.1	7.9	3							
120	5.8	1.7	3.9	620	14.8	12.5	1.73	20.7	8.6	2.7							
120	5.8	1.7	3.9	725	15	13.2	1.76	21	8.6	2.7							
120	7	2.4	5.5	620	14.9	12.5	1.71	20.7	8.7	2.4							
120	7	2.4	5.5	725	15.1	13.2	1.73	21	8.7	2.5							

Tableau C.3 Données de performances de la PAC Tranquility TT27 à pleine charge
(Climate Master, 2005)

EWT	GPM	WPF		COOLING EAT 80/67°F							HEATING - EAT 70°F						
		PSI	FT	Airow CFM	TC	SC	kW	HR	EER	HWC	Airow CFM	TC	kW	HE	LAT	COP	HWC
20	8	5.6	12.9								820	15	1.47	10.2	86.9	3	2.4
20	8	5.6	12.9								950	15.3	1.41	10.6	84.9	3.19	2.1
30	4	1.5	3.5	730	30.2	17.9	0.97	33.4	31	-	820	17.8	1.53	12.7	90.1	3.41	2.4
30	4	1.5	3.5	850	30.9	19.6	1.02	34.3	30.4	-	950	18.1	1.46	13.2	87.7	3.63	2.1
30	6	3.1	7.2	730	30.3	17.9	0.93	33.4	32.7	-	820	18.6	1.54	13.5	91	3.53	2.4
30	6	3.1	7.2	850	31.1	19.6	0.97	34.4	32.1	-	950	19	1.48	14	88.5	3.76	2.1
30	8	5.1	11.7	730	30.5	17.9	0.91	33.5	33.7	-	820	19.1	1.55	13.9	91.5	3.59	2.4
30	8	5.1	11.7	850	31.2	19.6	0.95	34.5	33.1	-	950	19.4	1.49	14.4	88.9	3.82	2.1
40	4	1.4	3.1	730	29.9	18.2	1.07	33.5	28.1	-	820	21.2	1.61	15.9	94	3.88	2.5
40	4	1.4	3.1	850	30.6	20	1.11	34.4	27.5	-	950	21.6	1.54	16.4	91.1	4.12	2.2
40	6	2.8	6.5	730	30.2	18.3	1.01	33.6	29.8	-	820	22.2	1.63	16.7	95	3.99	2.5
40	6	2.8	6.5	850	30.9	20	1.06	34.5	29.2	-	950	22.6	1.56	17.3	92	4.24	2.2
40	8	4.6	10.5	730	30.3	18.3	0.99	33.6	30.7	-	820	22.7	1.64	17.2	95.6	4.05	2.4
40	8	4.6	10.5	850	31	20	1.03	34.5	30.1	-	950	23.1	1.57	17.8	92.5	4.31	2.1
50	4	1.3	2.9	730	29.1	18.3	1.17	33.1	24.8	1.1	820	24.4	1.69	18.7	97.5	4.24	2.6
50	4	1.3	2.9	850	29.8	20	1.23	34	24.3	1.1	950	24.9	1.62	19.4	94.2	4.51	2.3
50	6	2.6	6.1	730	29.6	18.4	1.11	33.4	26.7	1	820	25.4	1.71	19.6	98.7	4.34	2.6
50	6	2.6	6.1	850	30.3	20.1	1.16	34.3	26.1	1	950	25.9	1.64	20.3	95.2	4.62	2.3
50	8	4.3	9.9	730	29.9	18.4	1.08	33.5	27.6	0.9	820	25.9	1.73	20.1	99.3	4.4	2.6
50	8	4.3	9.9	850	30.6	20.2	1.13	34.4	27	0.9	950	26.4	1.66	20.8	95.7	4.68	2.2
60	4	1.2	2.8	730	28	17.9	1.3	32.4	21.6	1.5	820	27.2	1.77	21.3	100.8	4.52	2.8
60	4	1.2	2.8	850	28.6	19.6	1.35	33.3	21.2	1.6	950	27.8	1.69	22	97.1	4.81	2.5
60	6	2.5	5.7	730	28.7	18.1	1.23	32.8	23.4	1.3	820	28.3	1.8	22.2	101.9	4.62	2.8
60	6	2.5	5.7	850	29.3	19.9	1.28	33.7	22.9	1.4	950	28.8	1.72	23	98.1	4.91	2.5
60	8	4	9.3	730	29	18.2	1.19	33	24.3	1.1	820	28.8	1.81	22.7	102.6	4.66	2.7
60	8	4	9.3	850	29.7	20	1.24	33.9	23.8	1.2	950	29.4	1.74	23.5	98.6	4.96	2.4
70	4	1.1	2.6	730	26.6	17.3	1.43	31.4	18.5	2	820	29.9	1.84	23.6	103.7	4.75	3.1
70	4	1.1	2.6	850	27.2	19	1.5	32.3	18.2	2.1	950	30.5	1.77	24.4	99.7	5.05	2.7
70	6	2.3	5.4	730	27.4	17.7	1.36	31.9	20.2	1.8	820	31	1.88	24.6	105	4.83	3
70	6	2.3	5.4	850	28	19.4	1.42	32.8	19.8	1.8	950	31.6	1.8	25.4	100.8	5.14	2.6
70	8	3.8	8.7	730	27.7	17.8	1.32	32.2	21	1.5	820	31.5	1.9	25.1	105.6	4.87	3
70	8	3.8	8.7	850	28.4	19.5	1.38	33.1	20.6	1.5	950	32.1	1.82	25.9	101.3	5.18	2.6
80	4	1	2.4	730	25	16.6	1.59	30.4	15.7	2.6	820	32.3	1.92	25.8	106.5	4.93	3.4
80	4	1	2.4	850	25.6	18.3	1.66	31.2	15.4	2.6	950	33	1.84	26.7	102.1	5.24	2.9
80	6	2.2	5	730	25.8	17	1.5	30.9	17.2	2.2	820	33.5	1.96	26.8	107.8	5.01	3.3
80	6	2.2	5	850	26.4	18.7	1.57	31.8	16.8	2.3	950	34.1	1.88	27.7	103.2	5.32	2.9
80	8	3.5	8.1	730	26.3	17.2	1.46	31.2	17.9	1.9	820	34	1.98	27.3	108.4	5.04	3.3
80	8	3.5	8.1	850	26.9	18.9	1.53	32.1	17.6	1.9	950	34.7	1.9	28.2	103.8	5.36	2.8
85	4	1	2.4	730	24.2	16.3	1.68	29.9	14.4	2.9	820	33.5	1.96	26.8	107.9	5.01	3.6
85	4	1	2.4	850	24.7	17.8	1.75	30.7	14.1	3	950	34.2	1.88	27.8	103.3	5.33	3.1
85	6	2.1	4.9	730	25	16.7	1.59	30.4	15.7	2.5	820	34.7	2	27.8	109.1	5.08	3.5
85	6	2.1	4.9	850	25.6	18.3	1.66	31.3	15.4	2.6	950	35.3	1.92	28.8	104.4	5.4	3.1
85	8	3.4	7.9	730	25.4	16.8	1.55	30.7	16.5	2.1	820	35.2	2.02	28.4	109.8	5.12	3.5
85	8	3.4	7.9	850	26	18.5	1.61	31.5	16.1	2.1	950	35.9	1.93	29.3	105	5.44	3
90	4	1	2.3	730	23.3	15.9	1.77	29.4	13.2	3.2	820	34.7	2	27.9	109.2	5.09	3.7
90	4	1	2.3	850	23.9	17.4	1.84	30.2	13	3.3	950	35.4	1.92	28.8	104.5	5.41	3.3
90	6	2.1	4.8	730	24.2	16.3	1.67	29.9	14.4	2.8	820	35.9	2.04	28.9	110.5	5.16	3.7
90	6	2.1	4.8	850	24.7	17.9	1.75	30.7	14.2	2.8	950	36.6	1.95	29.9	105.6	5.48	3.2
90	8	3.4	7.8	730	24.6	16.5	1.63	30.2	15.1	2.3	820	36.5	2.06	29.4	111.2	5.19	3.6
90	8	3.4	7.8	850	25.2	18.1	1.7	31	14.8	2.3	950	37.2	1.97	30.4	106.2	5.52	3.1
100	4	1	2.2	730	21.7	15.2	1.97	28.4	11	3.9							
100	4	1	2.2	850	22.2	16.7	2.05	29.2	10.8	4							
100	6	2	4.6	730	22.5	15.5	1.86	28.9	12.1	3.4							
100	6	2	4.6	850	23	17	1.95	29.7	11.8	3.4							
100	8	3.2	7.4	730	22.9	15.7	1.81	29.1	12.6	2.8							
100	8	3.2	7.4	850	23.4	17.2	1.89	29.9	12.4	2.8							
110	4	0.9	2.1	730	20.1	14.6	2.19	27.7	9.2	4.7							
110	4	0.9	2.1	850	20.6	16	2.29	28.4	9	4.8							
110	6	1.9	4.4	730	20.9	14.8	2.08	28	10	4							
110	6	1.9	4.4	850	21.3	16.3	2.17	28.8	9.8	4.1							
110	8	3.1	7.2	730	21.2	15	2.03	28.2	10.5	3.3							
110	8	3.1	7.2	850	21.7	16.4	2.11	29	10.3	3.4							
120	4	0.9	2	730	18.8	14.1	2.45	27.2	7.7	5.6							
120	4	0.9	2	850	19.2	15.5	2.55	28	7.5	5.7							
120	6	1.8	4.2	730	19.4	14.3	2.32	27.4	8.3	4.7							
120	6	1.8	4.2	850	19.8	15.7	2.43	28.2	8.2	4.8							
120	8	3	6.9	730	19.7	14.4	2.26	27.5	8.7	3.9							
120	8	3	6.9	850	20.2	15.8	2.36	28.3	8.5	4							

ANNEXE D

ENSEMBLE DES RÉSULTATS DE L'ANALYSE PARAMÉTRIQUE DE LA SECTION 4.5

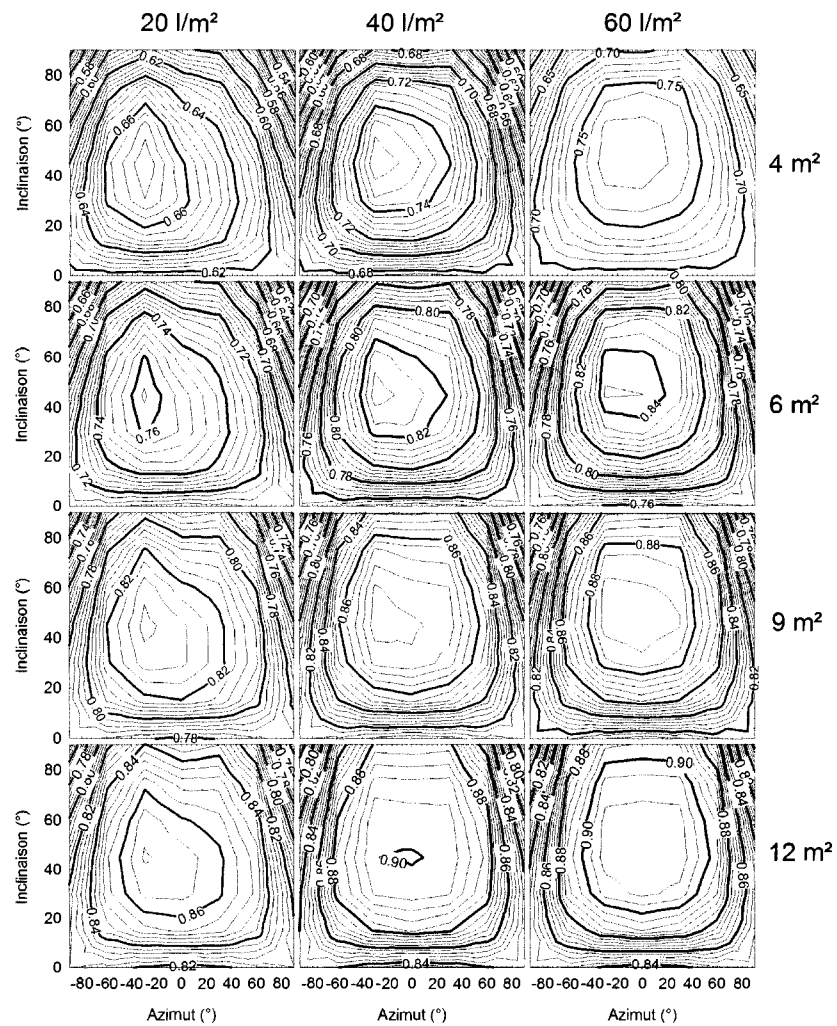


Figure D.1 Fraction renouvelable en fonction de l'inclinaison et de l'azimut pour des surfaces de panneaux solaires de 4 m², 6 m², 9 m², 12 m², un stockage de 20 l/m², 40 l/m², 60 l/m² pour une consommation d'eau chaude de 120 l/jours pour Montréal

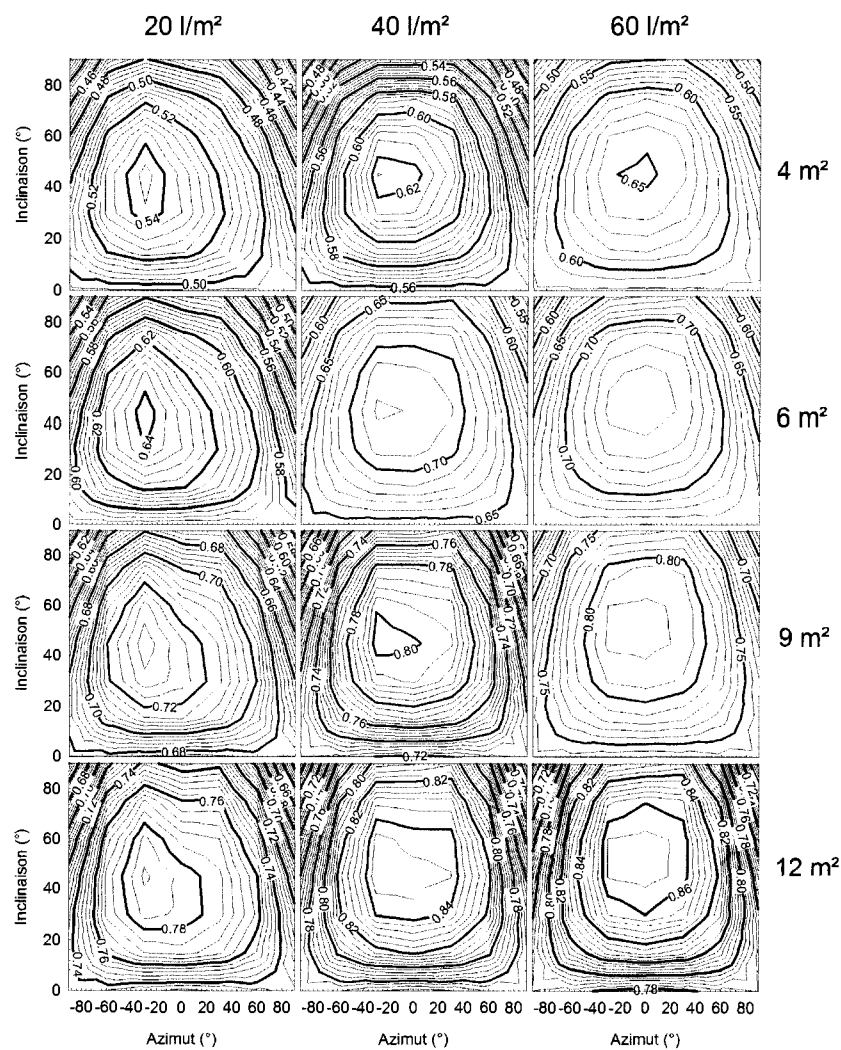


Figure D.2 Fraction renouvelable en fonction de l'inclinaison et de l'azimut pour des surfaces de panneaux solaires de 4 m², 6 m², 9 m², 12 m², un stockage de 20 l/m², 40 l/m², 60 l/m² pour une consommation d'eau chaude de 240 l/jours pour Montréal

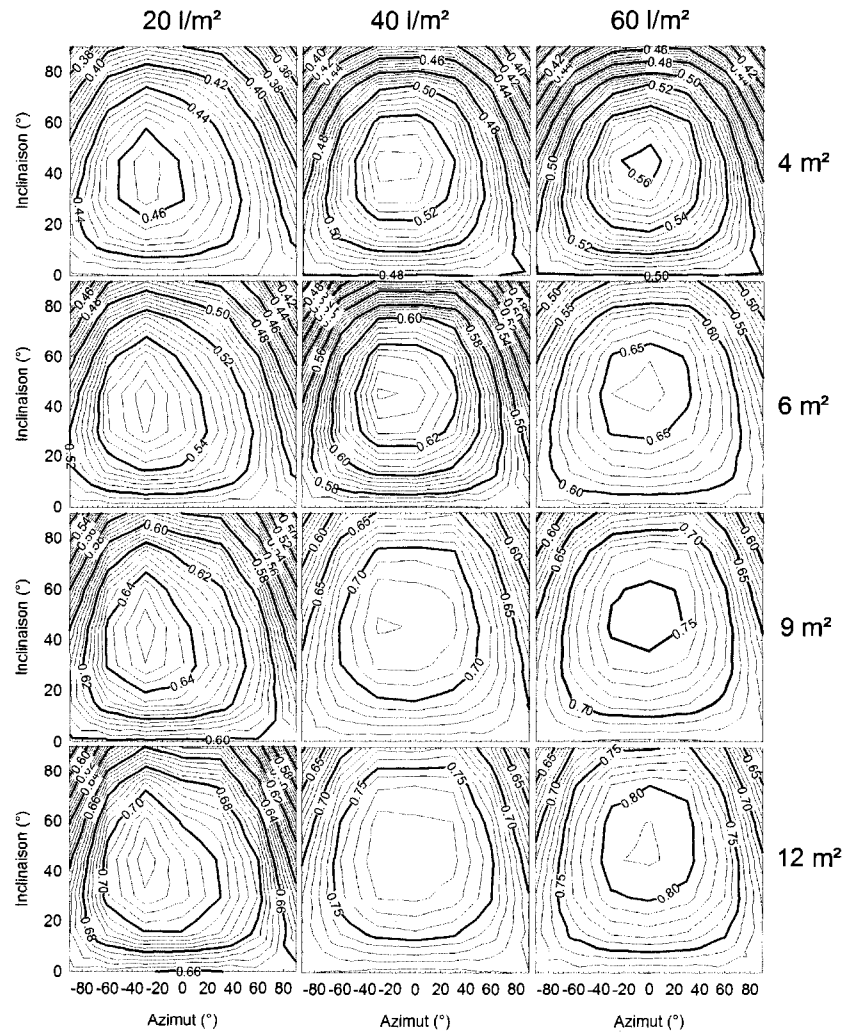


Figure D.3 Fraction renouvelable en fonction de l'inclinaison et de l'azimut pour des surfaces de panneaux solaires de 4 m², 6 m², 9 m², 12 m², un stockage de 20 l/m², 40 l/m², 60 l/m² pour une consommation d'eau chaude de 360 l/jours pour Montréal

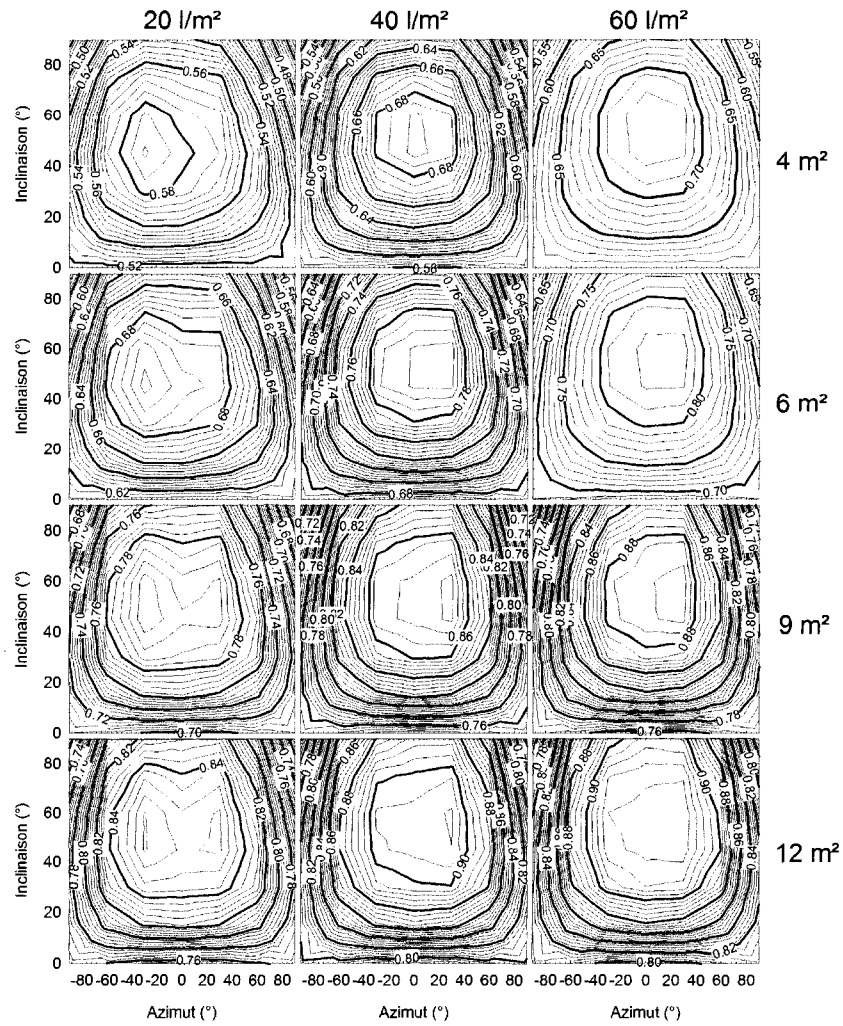


Figure D.4 Fraction renouvelable en fonction de l'inclinaison et de l'azimut pour des surfaces de panneaux solaires de 4 m², 6 m², 9 m², 12 m², un stockage de 20 l/m², 40 l/m², 60 l/m² pour une consommation d'eau chaude de 240 l/jours pour Calgary

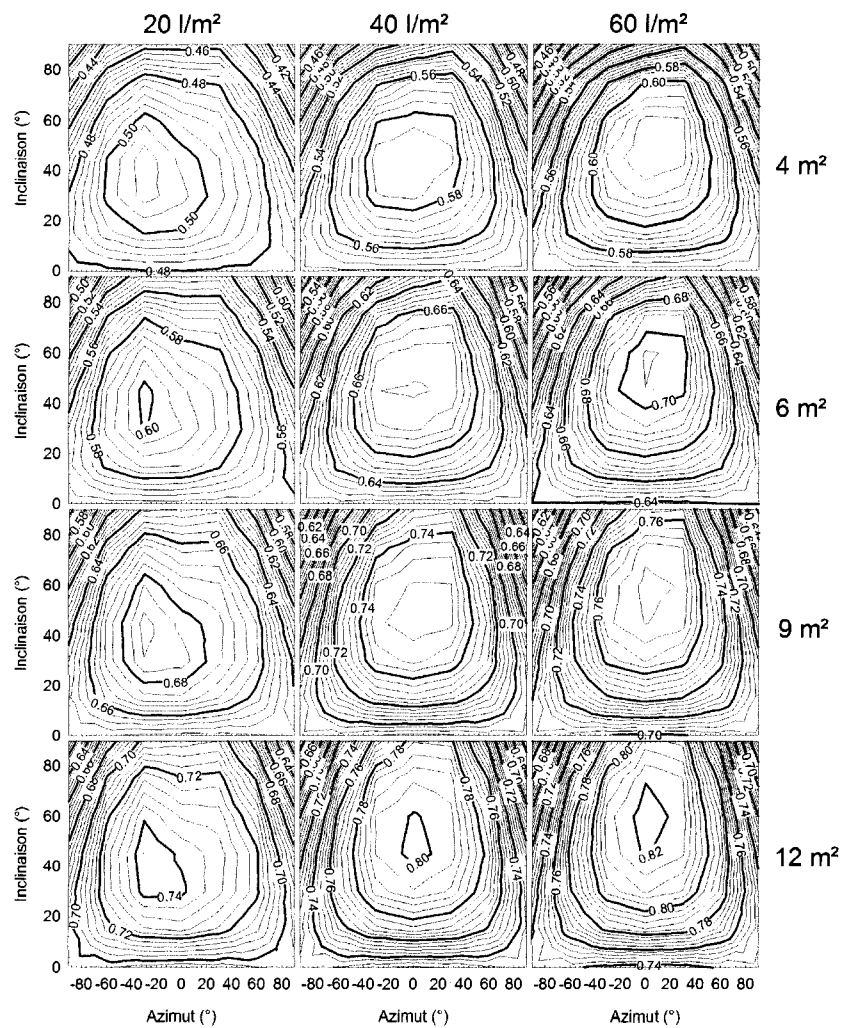


Figure D.5 Fraction renouvelable en fonction de l'inclinaison et de l'azimut pour des surfaces de panneaux solaires de 4 m², 6 m², 9 m², 12 m², un stockage de 20 l/m², 40 l/m², 60 l/m² pour une consommation d'eau chaude de 240 l/jours pour Vancouver

ANNEXE E

RÉSULTATS ADDITIONNELS RELATIFS À LA SECTION 5.3

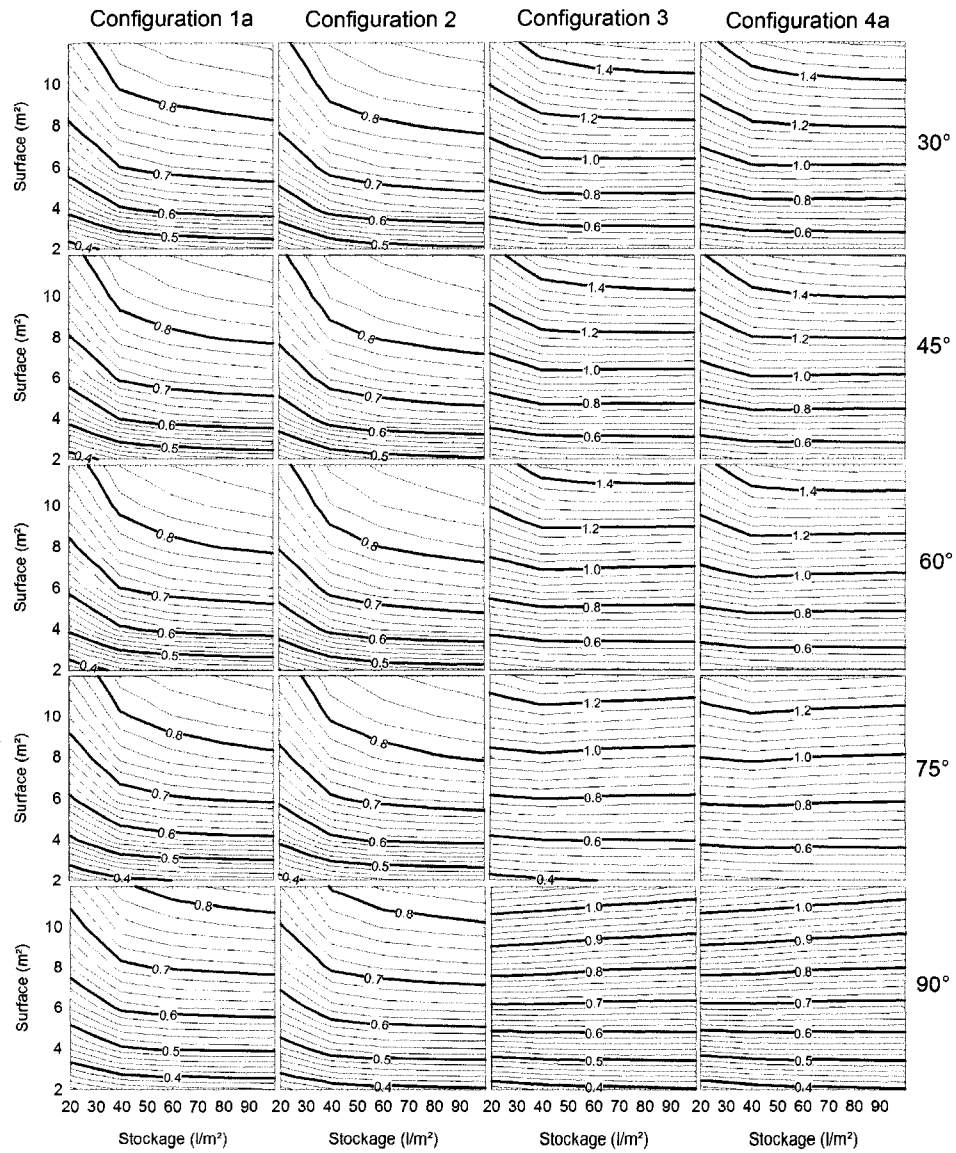


Figure F.1 Fraction renouvelable en fonction du stockage et de la surface pour des angles de panneaux solaires de 30°, 45°, 60°, 75° et 90° pour des capteurs solaires sous vide

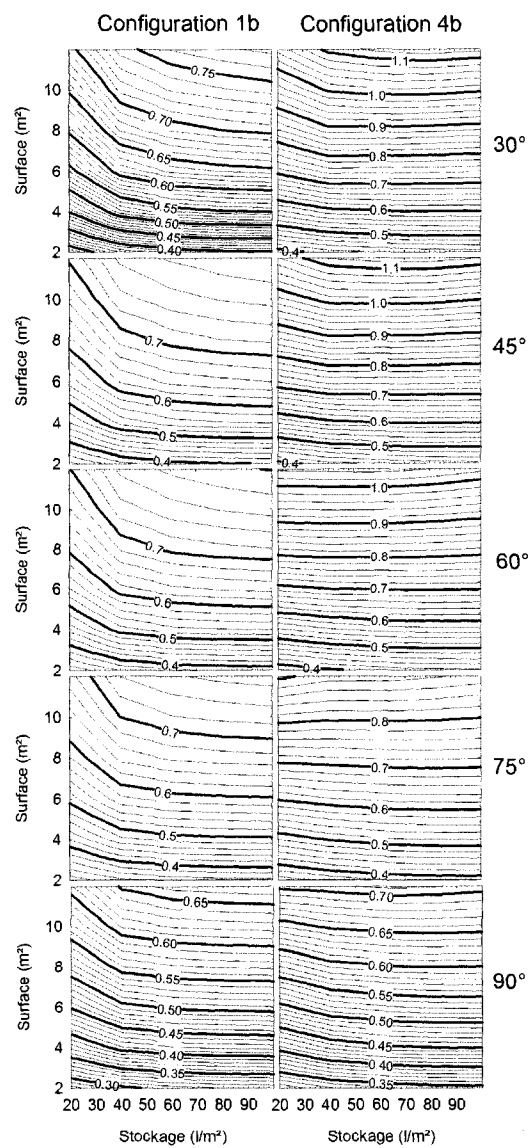


Figure F.2 Fraction renouvelable en fonction du stockage et de la surface pour des angles de panneaux solaires de 30°, 45°, 60°, 75° et 90° pour des capteurs solaires plans