

Modélisation et validation expérimentale d'un système solaire à retour par gravité

Par

Farida SAM

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE
LA MAÎTRISE EN GÉNIE DE L'ENVIRONNEMENT

M. Sc. A.

MONTRÉAL, LE 31 MARS 2021

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC



Farida Sam, 2021



Cette licence [Creative Commons](#) signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette œuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'œuvre n'ait pas été modifié.

PRÉSENTATION DU JURY

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Louis Lamarche, directeur de mémoire
Département de Génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Antoine Tahan, président du jury
Département de Génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Stanislaw Kajl, membre du jury
Département de Génie mécanique à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 31 MARS 2021

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

AVANT-PROPOS

Ce mémoire soutenu à l'École de technologie supérieure de Montréal, Département de génie de l'environnement et en collaboration avec le Département de génie mécanique et du laboratoire des énergies renouvelables, a été élaboré à partir de recherches bibliographiques diversifiées et multidisciplinaires traitant de la modélisation des systèmes solaires thermiques à retour par gravité (autovidangeable) dans le climat froid de l'Amérique du Nord. Le logiciel TRNSYS utilisé dans ce mémoire a été fourni par le Département de génie mécanique. Notons que le sujet traité ne constitue qu'une continuité de recherche déjà développée sur les installations solaires en Afrique du Nord, où le climat est plutôt chaud et tempéré (Sam, 2002, 2012). Cette expérience passionnante m'a encouragée à poursuivre mes recherches sur une autre réalité climatique, à savoir le climat montréalais.

REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer ma reconnaissance envers les personnes qui m'ont apporté leur aide et qui ont contribué à l'élaboration de ce travail. Les remerciements s'adressent à :

Monsieur Louis Lamarche, professeur à l'École de technologie supérieure de Montréal, qui a été le directeur de cette recherche, pour son encadrement et le suivi du sujet. Grâce à lui, j'ai beaucoup appris sur la programmation et l'utilisation du logiciel TRNSYS. Son expérience et sa rigueur m'ont beaucoup aidée à développer un travail bien élaboré et qui me servira à l'avenir.

Monsieur Antoine Tahan et Monsieur Stanislaw Kajl, professeurs à l'École de technologie supérieure de Montréal, qui ont eu la gentillesse de lire et corriger ce travail. Leurs remarques, orientations et conseils me seront sûrement utiles pour la continuité de mon processus de formation.

Monsieur Daniel Rousse, chercheur et professeur à l'École de technologie supérieure et à l'Université de Québec, qui m'a permis de travailler sur le système installé et réalisé sous sa direction en 2014 au niveau de son laboratoire.

Monsieur Pierre-Luc Paradis, chargé de cours au Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure, qui m'a fourni la documentation utilisée lors de la réalisation et de l'expérimentation du chauffe-eau solaire installé sur le toit de l'ETS et qui fait l'objet de l'étude.

Madame Malek Dakhli, auteure du mémoire portant sur la partie expérimentale du chauffe-eau solaire, qui a eu l'amabilité de me fournir quelques données utilisées dans son travail afin de valider le modèle numérique établi dans cette recherche.

VIII

Madame Christine Richard, Ph.D, formatrice et spécialiste en communication écrite aux services des étudiants à l'école de technologie supérieure, qui m'a apporté son soutien à la rédaction du mémoire. Ses conseils m'ont beaucoup aidée à rendre le travail de recherche beaucoup plus élaboré, concis et bien rédigé.

Mesdames Hélène Coté et Sarah Bessette, Agentes de gestion des études, qui ont toujours répondu aussi promptement à mes demandes.

Monsieur André Goyette, agent de gestion au service de Décanat des études, de m'avoir régulièrement fourni des informations de nature administrative en lien avec le mémoire.

Mes enseignants en post-graduation du département de Génie de l'environnement. Notamment Monsieur Robert Hausler également chef de département, qui est toujours à l'écoute de ses étudiants.

Tout le personnel du laboratoire thermofluide.

L'ensemble du personnel de l'École de Technologie supérieure et des techniciens pour le soutien informatique.

Mes parents, mes frères et sœurs, pour leur soutien malgré l'éloignement.

Mon mari, Rachid Bandou, qui n'a jamais cessé de m'encourager.

Que ceux j'ai oublié de citer sachent combien je leur serai toujours reconnaissante.

Merci à tous et à toutes.

Modélisation et validation expérimentale d'un système solaire à retour par gravité

Farida SAM

RÉSUMÉ

Un système solaire à retour par gravité installé et testé en 2014 à Montréal a été validé et modélisé. Il est constitué de 4,3 m² de capteurs plans thermiques et d'un réservoir de stockage de 300 litres installé à l'intérieur d'un local. La validation et la simulation ont été élaborées au moyen du logiciel Trnsys et du langage de programmation *Python*. Le modèle isotropique pour le calcul de la radiation solaire incidente a été adopté, car les résultats de la comparaison développés avec *Python* et ceux mesurés en laboratoire atteignent 90 %. Après la validation, le système est simulé pour un chauffe-eau solaire (CES) et pour un système combiné. Dans le cas du (CES), la température de l'eau dans le réservoir est passée de 16 °C à 26 °C. Une différence de 10 °C alors que la température ambiante oscille entre -17 °C et -12 °C pour une journée type du mois le plus froid de l'année (janvier). Au sommet du réservoir, la température dépasse 50 °C et les pertes causées par la tuyauterie extérieure sont insignifiantes, de l'ordre de 1,2 %. Ces résultats garantissent la protection contre le gel. La part solaire pour cette journée est de 42 % et le rendement affiche 55 %. Pour la majorité des journées de la saison d'hiver, la couverture solaire dépasse 70 %. Pour d'autres le besoin en eau chaude est plutôt satisfaisant même si le rendement est faible. Dans certains cas un appoint est toutefois nécessaire. Pendant l'été, malgré l'intensité du soleil, la température des capteurs ne dépasse pas 100 °C, ce qui règle le problème de surchauffe. Dans le cas du chauffage, une grande installation est nécessaire pour satisfaire les besoins thermiques de 31700 kWh. En effet, après analyse énergétique, pour 44 m² de surface de captage, la part du soleil est de 47 %, ce qui n'est pas négligeable, mais, le rendement n'est que de 27,9 %. Dans ce cas, le reste des besoins peut être comblé par d'autres sources d'énergie. Il est à noter aussi que 1 m² de capteurs solaires permet d'éviter chaque année 297 kg de gaz à effet de serre (GES), une quantité significative surtout pour des grandes installations.

Au Québec, en raison du faible coût de l'électricité, les systèmes solaires thermiques les plus connus comme les sous vide utilisant un antigel toxique ne sont pas autant rentables et la période de retour sur investissement dépasse les 25 ans. Une étude comparative élaborée avec les systèmes à retour par gravité montre que ces derniers sont plus avantageux que les systèmes à tubes sous vide, tant sur le plan économique qu'environnemental.

Ces résultats soutiennent ceux de l'étude expérimentale de 2014 fondée sur les normes CSA F379, ISO 9459-2 et ASHREA 95 qui avaient montré que le recours aux systèmes à retour par gravité est réalisable. L'installation est moins coûteuse et plus respectueuse de l'environnement que celle à tube sous vide utilisant un fluide caloporteur non dégradable.

Mots-clés : système à retour par gravité, chauffe-eau solaire, chauffage solaire, Trnsys, python, modèle isotropique, eau, gel, surchauffe, gaz à effet de serre, coût.

Modeling and experimental validation of a drainback system

Farida SAM

ABSTRACT

A drainback system (DBS) installed and tested in 2014 in Montreal was validated and modeled. It consists of 4.3 m² of flat thermal collectors and a 300-liter storage tank installed inside a room. The validation and simulation were developed using Trnsys software and the Python programming language. The isotropic model for the calculation of incident solar radiation was adopted, since in most cases the results of the comparison developed with Python and those measured in the laboratory reach 90 %. After validation, the system is simulated for a solar water heater (SWH) and for a combined system (heating and hot water). In the case of (SWH), the temperature of the water in the tank has increased from 16 °C to 26 °C. A difference of 10 °C while the ambient temperature oscillates between -17 °C and -12 °C for a typical day in the coldest month of the year (January). At the top of the tank, the temperature exceeds 50 °C and the losses caused by the piping exposed to the outside are insignificant in the order of 1.2 %. These results guarantee protection against freezing. The solar part for this day is 42 % and the efficiency of the system is 55 %. For the majority of days in the winter season, the solar rate exceeds 70 %. For others, the need for hot water is quite satisfactory even if the output is low. In some cases an additional external energy is necessary. During summer, despite the intensity of the sun, the temperature of the collectors does not exceed 100 °C, which fixes the problem of overheating. In the case of heating, a large installation is required to meet the thermal needs of 31700 kWh. Indeed, after energy analysis, for 44 m² of collection area, the share of the sun is 47 %, which is not negligible. But, the yield is only 27, 9 %. In this case, the rest of the needs can be met by other forms of energy sources. It should also be noted that 1m² of solar collectors makes it possible to avoid 297 kg of greenhouse gases (GHG) each year, a significant amount especially for large installations.

In Quebec, because of the low cost of electricity, the most famous solar thermal systems such as vacuum systems using toxic antifreeze are not as profitable and the payback period exceeds 25 years. A comparative study developed with drainbak systems shows that the latter are more advantageous both environmentally and economically than vacuum systems.

These results support the results of the 2014 experimental study based on CSA F379, ISO 9459-2 and ASHREA 95 which showed that the use of drainback systems is feasible. The installation is less expensive and more environmentally friendly than the evacuated tube installation using a non-degradable heat transfer fluid.

Keywords: drainback, solar water heater, solar heating, Trnsys, python, isotropic model, water, freezing, overheating, greenhouse gases, cost.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE	5
1.1 Concept de <i>Drainback</i> (DB), évolution et classification	5
1.1.1 Le concept de DB.....	5
1.1.2 Origine et évolution des systèmes autovidangeables (DBS)	6
1.1.3 Origine et évolution des DBS	6
1.1.4 Classification des DBS	8
1.2 Fonctionnement du système <i>Drainback</i>	10
1.2.1 Processus de remplissage.....	10
1.2.2 La mise en marche	12
1.2.3 Le processus de drainage	14
1.3 Composants de DBS	16
1.3.1 Les capteurs	16
1.3.2 Le stockage de chaleur.....	17
1.3.3 Le réservoir Drainback	18
1.3.4 Les pompes	18
1.3.5 Le fluide caloporteur.....	20
1.3.6 La tuyauterie	20
1.3.7 L'unité de contrôle.....	21
1.4 Études numériques réalisées avec validation expérimentale	22
1.4.1 Confirmation de l'efficacité de l'outil TRNSYS	22
1.4.2 Performance thermique et stratification du réservoir de stockage.....	24
1.4.2.1 Performance thermique du système à faible débit	24
1.4.2.2 Évolution des températures au niveau bas du réservoir de stockage.....	25
1.4.2.3 Étude comparative des différents modèles du réservoir de stockage.....	29
1.4.2.4 Efficacité de l'échangeur de chaleur placé du côté charge	31
1.4.2.5 Analyse de sensibilité appliquée au système drainback	32
1.4.2.6 Calcul de la fraction solaire appliquée pour différents systèmes de drainback	33
1.4.3 Calcul de la consommation électrique journalière simulée avec l'outil TRNSYS et comparée avec la valeur mesurée	34
1.4.4 Conclusion du chapitre	34
CHAPITRE 2 VALIDATION EXPÉRIMENTALE.....	35
2.1 Introduction.....	35
2.2 Présentation du logiciel Trnsys appliqué pour la validation.....	35
2.2.1 Concepts du Trnsys, origine et application.....	35
2.2.2 Les outils.....	36

2.2.3	Avantages de Trnsys	37
2.2.4	Limites de TRNSYS	37
2.3	Application du modèle retenu.....	38
2.3.1	Schématisation du modèle du chauffe-eau solaire à retour par gravité	38
2.3.2	Données nécessaires pour le projet	41
2.4	Validation du système.....	42
2.5	Résultats de la validation du système	45
2.6	Conclusion	50
CHAPITRE 3 SIMULATION D'UN CAS RÉEL		51
3.1	Introduction.....	51
3.2	Profil de consommation d'eau chaude.....	51
3.3	Simulation pour la production d'eau chaude	52
3.4	Résultat de la simulation.....	55
3.4.1	Besoins en eau chaude et efficacité du système.....	55
3.4.2	Analyse contre le gel et la surchauffe	66
3.5	Conclusion du chapitre	78
CHAPITRE 4 SIMULATION DU SYSTÈME AUTOVIDANGEABLE COMBINÉ		79
4.1	Introduction.....	79
4.2	Simulation énergétique d'un système combiné	79
4.3	Résultats de la simulation du système de chauffage.....	81
4.3.1	Calcul de nombre de panneaux adéquats à l'appareil de chauffage	82
4.4	Étude comparative (chauffage autovidangeable versus sous vide).....	86
4.5	Étude comparative d'une installation de chauffage utilisant différents types de capteurs (chauffage industriel).....	88
4.5.1	Simulation énergétique	88
4.5.2	Résultats de la simulation	90
4.5.2.1	Illustration graphique du système de base : Diagramme de Sankey.....	90
4.5.2.2	Analyse énergétique pour les différents scénarios de chauffage solaire	91
4.6	Conclusion du chapitre	91
CHAPITRE 5 ÉTUDE ÉCONOMIQUE ET IMPACT ENVIRONNEMENTAL		93
5.1	Introduction.....	93
5.2	Simulation économique appliquée pour le système du chauffe-eau solaire	93
5.3	Résultats de l'évaluation économique du chauffe-eau solaire autovidangeable.....	97
5.3.1	Résultats de la <i>VAN</i> et de <i>RSI</i> du système autovidangeable dont l'appoint est assuré au gaz, à l'électricité et au mazout	97
5.3.2	Résultats de l'étude comparative d'un système autovidangeable versus le système à tube sous vide	99
5.3.2.1	Proposition d'une étude économique pour des systèmes autovidangeable plus rentables	100
5.4	Résultats de l'évaluation économique du système solaire autovidangeable appliqué au chauffage résidentiel	101

5.5	Analyse économique dans le cas de chauffage solaire industriel	104
5.6	Impact environnemental.....	105
5.7	Conclusion du chapitre	106
	CONCLUSION.....	107
ANNEXE I	MODÈLE ISOTROPE DU RAYONNEMENT SOLAIRE INCIDENT	111
ANNEXE II	FICHE TECHNIQUE DU SYSTÈME DRAINBACK	113
ANNEXE III	RÉCAPITULATIF DES COMPOSANTS DU SYSTÈME DRAINBACK ET LEURS MODULES (TYPES) UTILISÉS DANS TRNSYS	117
ANNEXE IV	PARAMÈTRE DE SIMULATION POUR LE CHAUFFAGE	119
ANNEXE V	PARAMÈTRES ÉCONOMIQUES LIÉS AU CALCUL DE LA VAN ET DU RSI.....	121
	LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	123

LISTE DES TABLEAUX

	Page	
Tableau 1.1	Validation des résultats de Lab DTU pour une période de deux semaines avec une surface des capteurs de 6.1 m ² et un volume de 500l	23
Tableau 1.2	Performances thermiques pour une année d'exploitation d'un système à faible débit	24
Tableau 1.3	Paramètres retenus pour chaque scénario de la simulation TRNSYS	26
Tableau 1.4	Évaluation de la précision du modèle en fonction de critères clés dans la gestion de la charge.....	30
Tableau 1.5	Consommation d'électricité simulée (kWh) et erreur relative (%).....	31
Tableau 1.6	Fraction solaire pour la saison de chauffe.....	33
Tableau 1.7	Consommation d'électricité journalière simulée (kWh) et erreur relative (%).....	34
Tableau 2.1	Données correspondantes aux réservoirs de stockage	41
Tableau 2.2	Données nécessaires pour les capteurs solaires	41
Tableau 2.3	Données nécessaires pour l'échangeur de chaleur et autres accessoires ..	42
Tableau 2.4	Validation des valeurs mesurées et calculées au moyen de TRNSYS.....	50
Tableau 3.1	Résultats des besoins mensuels en eau chaude et du taux de couverture solaire	56
Tableau 3.2	Résultats des besoins journaliers en eau chaude, du taux de couverture solaire et du rendement journalier mensuel en eau chaude et du taux de couverture solaire	61
Tableau 4.1	Surface de capteur et du volume de réservoir de l'installation de chauffage avec la fraction solaire et le rendement du système. L'angle d'inclinaison (β) est de 60 degrés.....	82
Tableau 4.2	Étude comparative d'une installation de chauffage fonctionnant avec des collecteurs sous vide et l'installation autovidangeable	87
Tableau 4.3	Analyse énergétique de l'installation de chauffage selon différents scénarios.....	91

Tableau 5.1	Résultats de <i>VAN</i> et de <i>RSI</i> du système selon trois scénarios ; électrique, au mazout et au gaz naturel.....	98
Tableau 5.2	Résultats de <i>VAN</i> et de <i>RSI</i> de l'étude comparative, autovidangeable et sous vide.....	99
Tableau 5.3	Résultats de <i>VAN</i> et de <i>RSI</i> des chauffe-eau solaires autovidangeables appliqués aux îles de la Madeleine	101
Tableau 5.4	Analyse économique selon les différents scénarios.....	103
Tableau 5.5	Économique du chauffage solaire industriel selon les différents scénarios proposés. L'angle d'inclinaison (β) est de 60 degrés.....	104

LISTE DES FIGURES

	Page	
Figure 1.1	Classification de DBS, selon divers paramètres	9
Figure 1.2	Mode de remplissage et de fonctionnement d'un DBS	11
Figure 1.3	Réservoir du drain sous diverses conditions de fonctionnement.....	13
Figure 1.4	Processus de drainage tiré de la littérature et de l'industrie	15
Figure 1.5	Schéma du système TRNSYS.....	22
Figure 1.6	Schématisation des points de mesures sur le réservoir d'eau chaude	25
Figure 1.7	Évolution des températures en bas du réservoir pendant un tirage d'eau avec le débit de mélange par inversion nul - Scénario 8.....	27
Figure 1.8	Évolution des températures en bas du réservoir pendant un tirage d'eau avec le débit de mélange par inversion de 2000 kg/h - Scénario 8.....	27
Figure 1.9	Température mesurée et simulée au noeud 17 avec le scénario 8	28
Figure 1.10	Température mesurée et simulée au nœud 18 avec le scénario 8	29
Figure 1.11	Température mesurée et simulée pour différentes zones (hauteurs) du réservoir de stockage pour 450 L/jours.....	30
Figure 1.12	Analyse de sensibilité pour deux essais 6 et 11	32
Figure 2.1	Interface de logiciel Méteonorm. Données techniques de la station et variation de rayonnement.....	36
Figure 2.2	Illustration du système de chauffe-eau solaire autovidangeable (<i>Drainback</i>).....	38
Figure 2.3	Capteurs solaires thermiques du système autovidangeable installés sur le toit d'HélioLAB de l'ÉTS	40
Figure 2.4	Réservoir de stockage du système autovidangeable installé dans l'HélioLAB de l'ÉTS	40
Figure 2.5	Schéma TRNsyst du Drainback utilisé pour la validation expérimentale ..	43
Figure 2.6	Étude comparative de la radiation solaire incidente expérimentale et celle calculée avec le modèle isotropique au moyen de <i>Python</i> et <i>Trnsys</i>	45

Figure 2.7	Profils de validation des températures de sortie des capteurs mesurées et calculées au moyen de TRNSYS pour deux journées successives du mois de février	46
Figure 2.8	Profils de validation de températures d'entrée des capteurs mesurées et calculées au moyen de Trnsys pour deux journées successives, le 26 et 27, du mois de février	47
Figure 2.9	Profils de validation de températures mesurées et calculées au niveau du bas, du milieu et du haut du réservoir de stockage, pour les journées du 27 et 28 février	47
Figure 2.10	Profils de validation des débits d'eau mesurés et calculés pour deux journées successives du mois de février	48
Figure 2.11	Profils de validation des énergies utiles mesurés et calculés pour deux journées successives, le 2 et 27, du mois de février.....	49
Figure 2.12	Profils de validation de températures de la tuyauterie d'eau mesurées et calculées pour deux journées successives (26 et 27) du mois de février ...	59
Figure 2.13	Profils de validation des pertes thermiques à travers la tuyauterie mesurées et calculées pour deux journées successives du mois de février.....	50
Figure 3.1	Profil de consommation d'eau chaude domestique	52
Figure 3.2	Schéma Trnsys du <i>Drainback</i> , système eau- chaude sanitaire	53
Figure 3.3	Charge horaire annuelle de l'eau chaude sanitaire par Trnsys	56
Figure 3.4	Charge annuelle d'eau chaude sanitaire (gauche) et (droite) mensuelle calculée à partir de l'environnement Python et illustrée par le diagramme de Sankey	58
Figure 3.5	Charge mensuelle (saison de chauffe) d'eau chaude sanitaire. Janvier (gauche) et février (droite)	60
Figure 3.6	Charge mensuelle (saison estivale) d'eau chaude sanitaire. Juillet (gauche) et (droite) août.....	60
Figure 3.7	Diagramme Sankey du bilan énergétique journalier, le 17 janvier 2020...62	
Figure 3.8	Profils des énergies de l'installation au niveau des capteurs, du réservoir et de l'auxiliaire et ceux provenant du soleil (Énergie incidente inclinée I_t avec celle horizontale G) de la journée type (le 17) du mois de janvier....62	
Figure 3.9	Diagramme Sankey du bilan énergétique journalier, le 16 février 2020...63	

Figure 3.10	Diagramme de Sankey du bilan énergétique journalier, le 16 mars 2020.	63
Figure 3.11	Diagramme de Sankey du bilan énergétique journalier, le 17 juillet 2020	64
Figure 3.12	Diagramme de Sankey du bilan énergétique journalier, le 16 août 2020 ..	64
Figure 3.13	Profil des énergies utiles de l'installation au niveau des capteurs, du réservoir et de l'auxiliaire de la journée type (le 17) du mois de juillet	65
Figure 3.14	Profils des énergies utiles de l'installation au niveau des capteurs, du réservoir et de l'auxiliaire de la journée type (le 16) du mois d'août.....	65
Figure 3.15	Profils des énergies provenant du soleil, énergie incidente inclinée (I_t) et l'horizontale (G) de la journée type (le 17) du mois de janvier	67
Figure 3.16	Profils de température de fonctionnement du système ($T_{outColl} - T_{bottomTk}$) avec le débit d'eau q_t et la température ambiante ..	67
Figure 3.17	Profils de température au travers les capteurs thermiques plans (T_{inColl} indique la température d'entrée et $T_{outColl}$ celle de sortie des capteurs), 17 janvier 2020.....	69
Figure 3.18	Profils de température de la tuyauterie (T_{pipe}) et de l'ambiance extérieure (T_{amb}) avec le débit q_t pour deux journées successives (le 16 et 17) du mois de janvier.....	69
Figure 3.19	Profils de température représentative de l'eau dans le réservoir $T_{waterTk}$ avec l'ambiance extérieure T_{amb} et le débit q_t pour la journée type du mois de janvier.....	69
Figure 3.20	Diagramme du bilan énergétique de la journée la plus froide du mois, le 20 janvier	70
Figure 3.21	Profils de température de fonctionnement du système de la journée type de février. $T_{outColl}$ est la température de sortie des capteurs et $T_{bottomTk}$ celle au bas du réservoir	71
Figure 3.22	Profil de température au travers les capteurs plans du jour type du mois de février. T_{inColl} indique la température à l'entrée et $T_{outColl}$ celle à la sortie des capteurs	71
Figure 3.23	Profils de température simulée dans le réservoir avec le débit d'eau pour deux journées successives (le 16 et 17) du mois de février	73
Figure 3.24	Profils de température dans le réservoir avec le débit q_t pour cinq jours successifs (depuis le 16 au 20) du mois de février.....	73

Figure 3.25	Profils de températures dans le réservoir avec le débit qt pour une durée de 12 heures allant de 6h du soir au 6h du matin du mois de février.....	73
Figure 1.26	Profils de température à l'entrée et à la sortie des capteurs plans avec l'énergie utile pour la journée type (le 16) du mois de mars	74
Figure 3.27	Profil de température à la sortie des capteurs $T_{outColl}$ et de température au bas du réservoir $T_{bottomTk}$ avec le débit q_t pour la journée type du mois de mars.....	75
Figure 3.28	Profils de température simulée au niveau du réservoir avec le débit pour une journée type (le 16) du mois de mars	75
Figure 3.29	Profil de l'énergie incidente inclinée (I_t) et du rayonnement horizontal (G) sur sept journées du mois de juillet, depuis le 17 jusqu'au 23.....	77
Figure 3.30	Profils de température simulée à la sortie des capteurs ($T_{outColl}$) et du celle se trouvant au bas du réservoir ($T_{bottomTk}$) sur deux jours (le 16 et 17) du mois d'août.....	77
Figure 4.1	Schéma Trnsys du système combiné (eau chaude sanitaire et chauffage).80	
Figure 4.2	Schéma simplifié du système combiné élaboré par Trnsys	81
Figure 4.3	Représentation schématique du système combiné	83
Figure 4.4	Variation annuelle d'énergie délivrée par les capteurs au nombre de 20 ..84	
Figure 4.5	Variation annuelle de l'énergie exprimée en kJ reçu du soleil, de l'échangeur de chaleur et de l'auxiliaire pour l'installation de chauffage...84	
Figure 4.6	Différentes températures de sortie (°C) de la pompe, de la chaudière, de l'échangeur et du réservoir de stockage de l'installation de chauffage	85
Figure 4.7	Les pertes (en kJ) induites dans la cuve de stockage et dans la tuyauterie d'alimentation et de retour de l'installation de chauffage	85
Figure 4.8	Variation du débit d'eau à l'entrée des capteurs de l'installation de chauffage.....	85
Figure 4.9	Schéma du système de chauffage (collecteurs sous vide) par Trnsys	86
Figure 4.10	Schéma de l'installation de base pour le chauffage avec du gaz (cas industriel) élaboré par Trnsys	88
Figure 4.11	Schéma Trnsys du Drainback pour la simulation chauffage	89

Figure 4.12	Bilan énergétique (gauche) global et (droite) mensuel du système de base.La chaudière représente l'énergie totale fournie par la chaudière à l'eau et l'échangeur est l'énergie utile fournie à l'air par l'échangeur.....	90
Figure 5.1	Schéma TRNsyst de base pour une étude économique d'un système d'eau chaude fonctionnant soit en électricité, au mazout ou au gaz naturel.....	94
Figure 5.2	Schéma combiné de TRNsyst pour une étude comparative économique du système <i>drainback</i> . L'auxiliaire est assuré soit au mazout, en électricité ou en gaz	94
Figure 5.3	Schéma TRNsyst pour une étude comparative (drainback et sous vide)....	96
Figure 5.4	Schéma TRNsyst pour une étude comparative drainback et du sous vide HP450-30122	96
Figure 5.5	Schéma TRNsyst de base pour une étude économique d'un système de chauffage résidentiel	102
Figure 5.6	Schéma TRNsyst pour une étude économique d'un système de chauffage solaire avec un auxiliaire électrique.....	102

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CES	Chauffe-eau Solaire
CESD	Chauffe-eau Solaire Domestique
CSTB	Centre Scientifique et Technique du Bâtiment
DD	Draindown (Drain)
DDS	Draindown System (Système de drainage)
DB	Drainback (Vidange à retour par gravité ou autovidangeable)
DBS	Drainback System (Système autovidangeable ou à retour par gravité)
EC	Eau chaude
ENR835	Technologies des systèmes solaires (cours)
ETC	Evacuated Tube Collector (Collecteur à tube sous vide)
ÉTS	École de Technologie supérieure
GES	Gaz à effet de serre
HTF	Heat Transfert Fluid (Fluide caloporteur)
ISO	International Organisation for Standardization
NPSH	Net Positive Suction Head
SDHW	Solar Domestic Hot Water
DSWH	Domestic Solar Water Heater
SRCC	Solar Rating and Certification Corporation
Trnsys	TRaNsient System Simulation Tool
TESS	Thermal Energy System Specialists

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

A_c	Surface du capteur solaire ou du collecteur	m^2
A_g	Superficie brute des capteurs solaires	m^2
A_j	Montant futur	\$
a_0	Coefficient lié au rendement du capteur	-
a_1	Coefficient lié au rendement du capteur	-
a_2	Coefficient lié au rendement du capteur	-
b_0	Coefficient lié au rendement du capteur	-
b_1	Coefficient lié au rendement du capteur	-
C	Coût	\$
C_{CH4}	Coefficient d'émission de méthane	g/L
C_{CO2}	Coefficient d'émission de dioxyde de carbone	g/L
C_{N2O}	Coefficient d'émission d'oxyde nitreux	g/L
C_p, C_{pw}	Chaleur spécifique	$\text{kJ}/\text{kg.K}$
C_{source}	Coût selon la source d'énergie utilisée	$\$/\text{kWh}, \$/\text{L}, \$/\text{m}^3$
d	Taux d'actualisation	%
$D_{rés}$	Diamètre du réservoir	m
E_{aux}	Énergie auxiliaire cotée réservoir	kJ
$E_{charge(load)}$	Énergie auxiliaire cotée réservoir	kJ
$E_{charge,an}$	Consommation moyenne annuelle d'énergie requise au chauffage de l'eau chaude	MJ/an
$E_{charge,total}$	Énergie auxiliaire totale incidente	kJ
E_{net}	Énergie nette de la charge	kJ
E_{Net}	Énergie nette de la charge	kJ
E_{PAR}	Consommation électrique journalière de la pompe et du Système de commande	kWh
E_{prev_jour}	Énergie récupérée dans le réservoir pendant la journée précédente	kJ
E_s	Énergie solaire délivrée au réservoir	kJ
$E_{systarrêt}$	Énergie du système à l'arrêt	kJ
E_T	Énergie totale incidente reçue	kJ
F	Fraction ou couverture solaire	%
F'_R	Facteur d'efficacité de l'échangeur de chaleur	-
f	Fraction de la charge totale	%
FVA	Facteur de valeur actualisé	-
g	Accélération de pesanteur	m/s^2
G	Radiation solaire totale horizontale	W/m^2
\bar{H}_T	Radiation incidente journalière moyenne par unité de surface	W/m^2
$H_{rés}$	Hauteur du réservoir	m
h_1	Hauteur du niveau haut de la tuyauterie	m
h_1	Coefficient de convection à l'intérieur de la tuyauterie	$\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$
h_2	Hauteur du niveau bas de la tuyauterie	m
h_3	Coefficient de convection à l'extérieur de la tuyauterie	$\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$

I	Investissement initial	\$
I_b	Radiation directe sur le plan horizontal	W/m^2
I_d	Radiation diffuse sur le plan horizontal	W/m^2
I_t	Radiation solaire incidente sur les capteurs plans inclinés	W/m^2
$I_{T,b}$	Radiation totale inclinée directe	W/m^2
$I_{T,d}$	Radiation totale inclinée diffuse isotrope	W/m^2
$I_{T,r}$	Radiation totale inclinée réfléchie	W/m^2
I_r	Radiation réfléchie sur le plan horizontal	W/m^2
k_{cu}	Conductivité thermique du cuivre	W/m.K
k_{iso}	Conductivité thermique de l'isolant en fibre de verre	W/m.K
L	Longueur de la tuyauterie de retour exposée à l'extérieur	m
m	Taux de prêt	%
$mdDHW$	Débit relié au profil de consommation en eau chaude	L/min
$m_{o2/CH4/N2O}$	Quantité de gaz à effet de serre	kg
\dot{m}_{Coll}	Débit massique du fluide caloporteur dans le capteur	kg/m^3
N	Nombre de jours dans l'année	-
N_p	Nombre d'années du prêt	-
P_1	Pression statique au sommet du système	Pa
P_2	Pression statique au point le plus bas du tuyau d'écoulement	Pa
PCI	Pouvoir calorifique inférieure	MJ/L
Q_{aux}	Énergie solaire délivrée au réservoir	W
Q_{charge}	Énergie solaire délivrée au réservoir	W
Q_{pipe}	Pertes thermiques au niveau de la tuyauterie exposée à l'extérieur	W
Q_{pp}	Pertes thermiques au niveau de la tuyauterie exposée à l'extérieur	W
Q_{pertes}	Pertes thermiques	W
$Q_{perte,Tk}$	Pertes thermiques du réservoir de stockage	W
$Q_{perte,tube}$	Énergie solaire délivrée au réservoir	W
Q_{u_Coll}	Puissance thermique délivrée par les capteurs	W
Q_s	Énergie solaire délivrée au réservoir	W
q_t	Débit volumique de l'eau dans les collecteurs	L/m^3
r_1	Rayon interne de la tuyauterie	m
r_2	Rayon externe de la tuyauterie	m
r_3	Rayon externe de l'isolant	m
R_b	Coefficient lié au calcul de radiation totale inclinée direct	-
RSI	Retour sur investissement	%
S_f	Consommation électrique journalière	kWh
$T_{a,amb}$	Température ambiante extérieure	$^\circ\text{C}$
\bar{T}_a	Température moyenne ambiante	$^\circ\text{C}$
T_{bTk}	Température au niveau bas du réservoir	$^\circ\text{C}$
$T_{bottomTk}$	Température au fond du réservoir de stockage	$^\circ\text{C}$
$T_{cold(main)}$	Température de l'entrée d'eau dans le réservoir	$^\circ\text{C}$
t	Temps	s
t	Taux d'actualisation	%

t_{drain}	Temps de vidange	s
t_{eColl}	Température d'entrée du capteur	°C
T_{e_g}	Température du fluide eau-glycol	°C
T_{eauTk_fin1}	Température représentative de l'eau dans le réservoir après le dernier arrêt du système	°C
T_{eauTk_debut1}	Température représentative de l'eau dans le réservoir avant le premier démarrage du système lors du jour 1	°C
T_{eauTk_debut2}	Température représentative de l'eau dans le réservoir avant le premier démarrage du système lors du jour 2	°C
T_{fe}	Température d'entrée d'eau froide	°C
T_{inpipe}	Température de la tuyauterie	°C
$T_{inColl,eColl}$	Température de l'eau à l'entrée des collecteurs	°C
T_{hTk}	Température au niveau haut du réservoir	°C
T_{main}	Température de l'eau de la ville à l'entrée de l'échangeur de Chaleur au niveau du réservoir	°C
T_{pipe}	Température de la tuyauterie	°C
$T_{topTk,hTk}$	Température de l'eau à la sortie du collecteur	°C
$T_{outColl,sColl}$	Température de l'eau (absorbeur) à la sortie des collecteurs	°C
T_{ref}	Température de référence	°C
T_{sColl}	Température de sortie du capteur	°C
T_{sc}	Température côté charge	°C
T_{set}	Température consigne de l'eau chaude domestique	°C
T_{water}	Température du milieu du réservoir	s
$T_{Waterpipe}$	Température de l'eau dans la tuyauterie	°C
v	Vitesse de circulation de l'eau	m/s
V_1	Vitesse de circulation d'eau au sommet du système	m/s
V_2	Vitesse de circulation d'eau au bas du tuyau d'écoulement	m/s
VAN	Valeur actualisée nette	\$
V_r	Valeur résiduelle	\$
$V_{rés}$	Volume du réservoir	m^3
$U_{rés}$	Coefficient de perte à l'intérieur du réservoir	KJ/hm^2
X	Grandeur sans dimension pour le calcul de la charge total	-
Y	Grandeur sans dimension pour le calcul de la charge total	-

Lettres grecques :

β	Pente entre la surface plane et horizontale	degré
γ	Orientation des capteurs	degré
ε	Efficacité du système	%
θ	Angle d'incidence	degré
$\eta_{Coll,i}$	Rendement des capteurs solaires	%
$\eta_{Coll,h}$	Rendement des capteurs solaires sur une base horaire	%

$\eta_{coll,j}$	Rendement des capteurs solaires sur une base journalière	%
η_{global}	Rendement global des capteurs	%
Δt	Nombre total de secondes dans le mois	s
ΔT	Différence de température	°C
ρ	Masse volumique du fluide	kg/m ³
ρ_g	Coefficient de réflexion du sol (albédo)	-
ω	Angle horaire	degré

INTRODUCTION

Malgré l'ampleur de leurs impacts sur l'environnement, les énergies fossiles sont toujours utilisées à travers le monde. Afin d'y remédier, de plus en plus de recherches sont menées sur le développement de la technologie des énergies renouvelables. Dans de nombreux pays, ces énergies alternatives commencent à prendre de l'ampleur et se révèlent être actuellement la solution. Le Québec, dont la population dépasse les 8 millions (Breton, 2015 ; Verreault, 2018), se voit avantage par sa situation géographique qui fait de cette province canadienne un cas unique en termes de détention de ressources hydrauliques. Il a su en tirer profit. En effet, plus de 95 % (S.-Breton, 2015) de son électricité provient de cette source abondante et renouvelable.

Depuis plus d'un siècle, le Québec profite de cette ressource hydroélectrique peu chère. Il a assuré ses productions industrielle, résidentielle et voire même le développement de ses régions. Mais, selon les données d'Hydro-Québec, l'utilisation généralisée de l'électricité dans les ménages et dans l'industrie a engendré des surconsommations énergétiques. Le 24 janvier 2011, cette compagnie a enregistré une pointe historique de 38 200 mégawatts à 7 h 38 (Marc Rochette, 25 janvier 2011). En 2013, cette consommation dépassait les 39000 mégawatts (Jean-François Néron, 23 janvier 2013). Pour y faire face, la compagnie a appelé la population à réduire sa consommation pendant les heures de pointe, soit de 7 h à 9 h le matin et le soir de 16 h à 20 h. (Jean-François Néron, 23 janvier 2013). Malgré les efforts déployés, les pointes semblent être toujours d'actualité.

Ces pointes s'expliquent par le fait que de plus en plus de familles québécoises optent pour de grandes maisons, utilisent plus d'appareils électroménagers et chauffent toutes les pièces avec des plinthes électriques. Hydro-Québec a annoncé qu'environ 77 % des ménages utilisent l'électricité comme principale source d'énergie pour le chauffage (Nathalie H. Tremblay, 2013) et plus de 90 % s'en servent pour la production d'eau chaude (Lafrance, Da Silva, & Desjarlais, 2016).

Face à cette réalité, y a-t-il un autre moyen de produire de l'eau chaude et/ou de chauffer un espace donné de manière écoénergétique? Autrement dit, pour contrer les pointes énergétiques y a-t-il un marché d'exploitation des énergies alternatives au Québec autres que l'hydroélectrique ? Pour répondre à ces questions, il serait intéressant de voir ce qui se fait dans d'autres pays en termes d'avancement technologique dans le domaine des énergies nouvelles. On se retrouve, ainsi, face à l'opportunité de recherche de technologies complémentaires, telles par exemple les énergies solaires, répondant aux besoins des consommateurs tout en diminuant les pointes hivernales.

Mais, qu'en est-il de la complexité climatique du Québec par rapport à ces technologies ? Des recherches ont démontré que dans les pays du nord de l'Europe, où le froid est parfois glacial comme au Danemark, la technologie des systèmes solaires thermiques pour le chauffage et la production de l'eau chaude est en plein essor. Le système solaire qui répond le plus à la contrainte climatique est le *Drainback*. Il s'agit d'un système solaire autovidangeable facile d'utilisation muni d'un contrôleur et dans lequel le fluide est évacué du collecteur vers un dispositif de stockage lorsque la pompe s'arrête et se remplit de nouveau lorsque la pompe redémarre (Botpeav, 2016).

Le Danemark, pionnier des énergies renouvelables, possède aujourd'hui 140 000 m² de solaire thermique sur réseau de chaleur en service et à environ 220 000 m² en projet (à noter qu'en 2009, la surface totale des capteurs solaires thermiques danois était de 484 00 m²). Par ailleurs, on trouve à Marstal, une de ses régions, la plus grande installation de capteurs solaires thermiques (18 300 m² qui fournissent 40 % de la demande de chaleur de 1500 habitants). Le reste des besoins est couvert par une chaudière biomasse et fioul. Un stockage intersaisonner fonctionne grâce à une fosse de 10 000 m³ (Amorce, Octobre 2011).

Dans ce pays nordique, la moyenne annuelle d'ensoleillement sur une surface horizontale ne dépasse pas les 1200 kWh/m² (Wikipedia, 2018), alors que celle du Québec atteint 1423 kWh/m² dans certains endroits, soit de 2,5 kWh/m²/jour à 3,9 (9 et 14 MJ/an/jour) (Diane Bastien, 2013, p. 11). À Montréal, la moyenne est de 3,52 kWh/m²/jour, soit 1285 kWh/an

(Diane Bastien, 2013, p. 15). À ces chiffres, on remarque bien que le Québec est nettement mieux doté que le Danemark, qui s'est lancé à grande échelle dans le solaire et qui vise un scénario de 100 % renouvelable vers 2050 (Thierry de Larochelambert, 2008). Ainsi, il serait intéressant que le Québec s'inspire et prenne l'exemple de ce qui se fait au Danemark.

Les dernières années, Transition Énergétique Québec a opté pour une diversité énergétique, entre autres les systèmes solaires thermiques (Alain Moreau, mars 2012; Transition énergétique, juillet 2016). Elle a développé des programmes d'investissement, voire des subventions aux particuliers, dans le domaine des énergies renouvelables, d'un côté pour faire face au dérèglement climatique et d'un autre pour faire avancer les nouvelles technologies et répondre ainsi au besoin des consommateurs. En effet, des systèmes solaires sont testés et expérimentés dans plusieurs localités. À titre d'exemple, on peut citer, le projet pilote résidentiel mis en place visant à appuyer l'implantation de chauffe-eau solaires au Québec dont environ 70 clients ont participé et dont 23 installations sont testées et mesurées. Un autre projet pilote d'envergure écoénergétique mise l'implantation de 600 chauffe-eau solaires au Québec avec comme client l'Agence de l'efficacité énergétique Québec. À Shawinigan, des projets pilotes ont vu le jour (Hydro-Québec, 2011). Il est même envisagé de satisfaire d'autres besoins comme ceux associés aux réseaux décentralisés. Ces exemples sont certes inspirants, mais en comparaison à ce qui se fait au Danemark, on constate que le Québec en est encore aux débuts et la généralisation des installations des chauffe-eau solaires nécessite de modéliser les systèmes expérimentaux déjà mis en place.

Dans ce contexte, cette recherche mise sur la modélisation d'un système solaire à retour par gravité installé sur le toit de l'ÉTS. Ainsi, l'objectif du projet consiste à valider et à simuler le *Drainback* avec le logiciel Transis. Il s'agit de comparer les valeurs récupérées par simulation avec celles fournies par le système expérimenté. Avec un modèle fonctionnel, il est alors possible de modifier différents paramètres ou de l'implanter ailleurs, dans d'autres régions afin de pouvoir observer les variations de performances en fonction de l'installation, des conditions géographiques et climatiques. Les sous objectifs sont les suivants :

- Examiner l'efficacité et la rentabilité des systèmes solaires thermiques vidangeable dans les conditions climatiques du Québec.
- Vérifier les résultats accueillis par la simulation dans le cas où les capteurs plans seront remplacés par des collecteurs sous vide avec comme fluide caloporteur, l'eau.
- Réaliser une étude économique, car la réduction du coût des systèmes solaires thermiques est l'un des buts essentiels de la technologie du chauffage et du chauffe-eau solaire à vidange récupérée.

Le projet présent s'inscrit dans la recherche d'une meilleure approche afin de valider et simuler un système solaire *Drainback* et de trouver des solutions pour abaisser les coûts d'investissement, d'installation et de maintenance de cette technologie tout en maintenant les meilleures performances.

Le mémoire est organisé comme suit :

Le chapitre 1 établit une revue de littérature sur le développement des systèmes à vidange récupérée (section 1.1), une description du mode de fonctionnement (section 1.2) et une présentation des études numériques réalisées avec validation expérimentale (section 1.4).

Le chapitre 2 décrit la méthode employée pour valider et simuler un système solaire thermique à vidange récupérée répondant à l'objectif de ce mémoire. Il présente entre autres les résultats trouvés pour une validation du système.

Le chapitre 3 présente l'application d'un cas réel du système autovidangeable après sa validation. Ainsi, il commente les résultats récoltés lors de la simulation, et ce dans le contexte énergétique et climatique nord-américain.

Le chapitre 4 fait référence à une étude d'un système autovidangeable combiné.

Le chapitre 5 présente une étude économique et l'impact environnemental.

CHAPITRE 1

REVUE DE LITTÉRATURE

Le chapitre définit le concept *Drainback* des systèmes de chauffage solaires thermiques, montre l'évolution de ces systèmes et les classe. Il indique le mode de fonctionnement de cette technologie et énumère les différents composants de pointe le déterminant et met l'accent sur leurs exigences. Il identifie également les paramètres de modélisation à partir des études numériques réalisées en comparaison avec des études expérimentales dans la littérature. Ces études traitent des systèmes de chauffe-eau solaires autovidangeables et des systèmes combinés (eau chaude et chauffage d'un espace donné).

1.1 Concept de *Drainback* (DB), évolution et classification

Le système autovidangeable ou à retour par gravité est un système solaire thermique dans lequel le fluide caloporteur (HTF) est évacué du collecteur vers un dispositif de stockage lorsque la pompe s'arrête. Le collecteur se remplit à nouveau lorsque la pompe redémarre (ISO, 1999). Cet attribut unique qui consiste à vider les collecteurs et à les remplir de nouveau nécessite une conception minutieuse et la prise en compte d'un certain nombre de règles liées à la vidange avec retour par gravité (Ruslan Botpaev & Vajen, 2014).

1.1.1 Le concept de DB

Le concept DB est composé de deux mots, drain et retour. Ce qui veut dire que, dans les systèmes solaires thermiques, le fluide caloporteur HTF drainé est recueilli dans un dispositif de stockage, qui fait partie de la boucle hydraulique du collecteur solaire. Outre le DB, il existe deux autres types de systèmes solaires thermiques avec des attributs de drainage, à savoir : les systèmes de *draidown* et de *steamback* qui sont au-delà de la portée de cette recherche (Ruslan Botpaev & Vajen, 2014).

1.1.2 Origine et évolution des systèmes autovidangeables (DBS)

De nombreux avantages et inconvénients des (DBS) par rapport aux systèmes classiques ont été mentionnés dans la littérature. Les plus communs tels qu'une protection simple de congélation ou l'exigence pour un soin l'installation de la tuyauterie, sont donnés par la plupart des sources, tandis que certaines plus spécifiques sont plus rarement discutées. Il faut souligner que différentes sources peuvent fournir des déclarations opposées pour le même sujet, par exemple la considération de coût (Ruslan Botpaev & Vajen, 2014).

1.1.3 Origine et évolution des DBS

L'identification des systèmes à retour vidangeable diffère d'un auteur à l'autre. Les études de (Visser & Peter, 2003) stipulent que les systèmes de drainage ont été développés aux Pays-Bas en 1980, tandis que les recherches approfondies menées par (R. Botpaev, Louvet, Perers, Furbo, & Vajen, 2016) montrent que les premiers systèmes ont été réalisés, des années plutôt, aux États-Unis.

En effet, (Avery, 1930; Bailey, 1917) rapporte qu'il y a un siècle environ, un système solaire a été réalisé et que la boucle du collecteur solaire se vidangeait manuellement pendant tout l'hiver pour éviter les dégâts du gel dans le réchauffeur solaire. (Hastings, 2005) affirme qu'en 1939, le premier système solaire a été conçu avec le concept de drainage DB. Vers les années 40 est apparue l'idée d'utilisation des processus automatiques complets de vidange et de remplissage (R. Botpaev et al., 2016). (Christenson, 1949) mentionne un brevet américain qui décrit un système solaire avec des caractéristiques similaires aux DB/DD. En 1960, un regain d'intérêt pour le chauffage solaire s'est manifesté aussi en Amérique du Nord surtout après la crise pétrolière de 1973 (Wikipedia, 2013b).

Depuis, dans le but d'obtenir l'indépendance énergétique et arriver à des systèmes performants, plusieurs améliorations ont été apportées principalement au niveau des branchements hydrauliques. Environ 5000 systèmes solaires ont été installés aux États-Unis en 1974 alors qu'en 1980, le nombre avait augmenté à 160 000 (R. Botpaev, Louvet, Perers,

Furbo, & Vajen, 2016). Un scénario similaire est observé dans d'autres pays, y compris en Europe, où la crise du pétrole a stimulé l'intérêt aux applications en énergie solaire.

La période la plus marquée est celle de 1976 à 1980 avec un nombre important d'inventions des systèmes vidangeables, et ceux de drainages DBS/DDS et de brevets aux États-Unis et en Europe (Cartland, 1979; Cronin, Ottmar, Root, & Simmons, 1977; Duval, Bagshaw, Kast, Masters, & Whitehouse, 1984), ce qui montre l'intérêt pour cette technologie. L'objectif principal des systèmes DBS est d'utiliser de l'eau comme fluide caloporteur et de l'évacuer quand il faut pour éviter les problèmes de congélation. D'autres particularités principales ont été telles que la boucle solaire pressurisée créant une compatibilité parfaite avec les composants en plastique. D'ailleurs, les premières tentatives de DBS avec des polymères ont été proposées dans les années 1980 (Kutscher et al., 1984). C'est dans les années 1990 en Norvège qu'a eu lieu une expérimentation de DBS en combinaison avec des collecteurs en plastique. Depuis lors, des concepts similaires avec des composants en plastique sont apparus régulièrement sur le marché. Par exemple, au milieu des années 2000, ont été développés des DBS avec un stockage de polypropylène (PP) non pressurisé (Consolar, 2014) et un DBS avec des collecteurs en plastique (Mageneco-Energy, 2014). En 2014, il existait au moins 50 DBS différents sur le marché mondial. Chaque système a ses propres particularités en ce qui concerne sa partie hydraulique et son mode de fonctionnement.

On les trouvait aux Pays-Bas, en Norvège et en Belgique (Botpaev et Vajen, 2014a), mais également aux États-Unis, en Espagne, au Portugal, en Italie, en France et en Suisse avec, toutefois, une part inférieure à 20 %.

Dans les pays à climat froid, le Danemark et l'Allemagne figurent ces dernières années parmi les pionniers en technologies de *Drainback* (Bastien, 2013; Larochelambert, 2008), tandis qu'au Canada, ces technologies en sont à leurs débuts. L'étude expérimentale menée par (Dakhli, 2014) illustre d'ailleurs quelques systèmes DBS du marché canadien.

1.1.4 Classification des DBS

Au fil des ans et des évolutions technologiques, différentes configurations de systèmes solaires thermiques ou de chauffages solaires sanitaires ont émergé. Et, comme chaque configuration est différente de l'autre, des subdivisions et classifications ont été établies.

Une des classifications courantes des DBS est de les distinguer en systèmes fermés ou ouverts (Botpaev & Vajen, 2014; Kutscher, 1985; Suter, Kovács, Hausner, Visser, & Peter, 2003). Les systèmes ouverts sont à basse pression, alors que les systèmes fermés la pression est entre 110 et 150 kPa (Schabbach & Leibbrandt, 2014) et atteint un maximum de 300 kPa selon (Suter et al., 2003).

Une autre classification, qui peut être appliquée à tous les panneaux solaires distingue entre les systèmes directs et indirects. Dans les systèmes directs, l'eau distribuée à l'utilisateur circule directement dans les collecteurs alors que dans les systèmes indirects l'eau distribuée à l'utilisateur ne circule pas directement dans les collecteurs. De nos jours, l'accent semble être exclusivement sur des systèmes indirects (Botpaev et Vajen, 2014a). Parmi ces systèmes, certains ont l'échangeur de chaleur côté collecteur (HE) et les autres du côté de la charge (Kutscher, 1985). Une autre proposition est de classer les DBS selon le volume du réservoir DB. Ce DB peut-être externe, un échangeur de chaleur surdimensionné ou le stockage de chaleur lui-même (Botpaev et Vajen 2014a).

La figure 1.1 résume ces différentes classifications ainsi que d'autres catégories de systèmes qui ne sont pas pertinents pour cette étude. Le cas le plus répandu, qui est celui du contexte de cette recherche, est le système direct et non pressurisé avec échangeur de chaleur côté charge identifié par un cercle de couleur rouge.

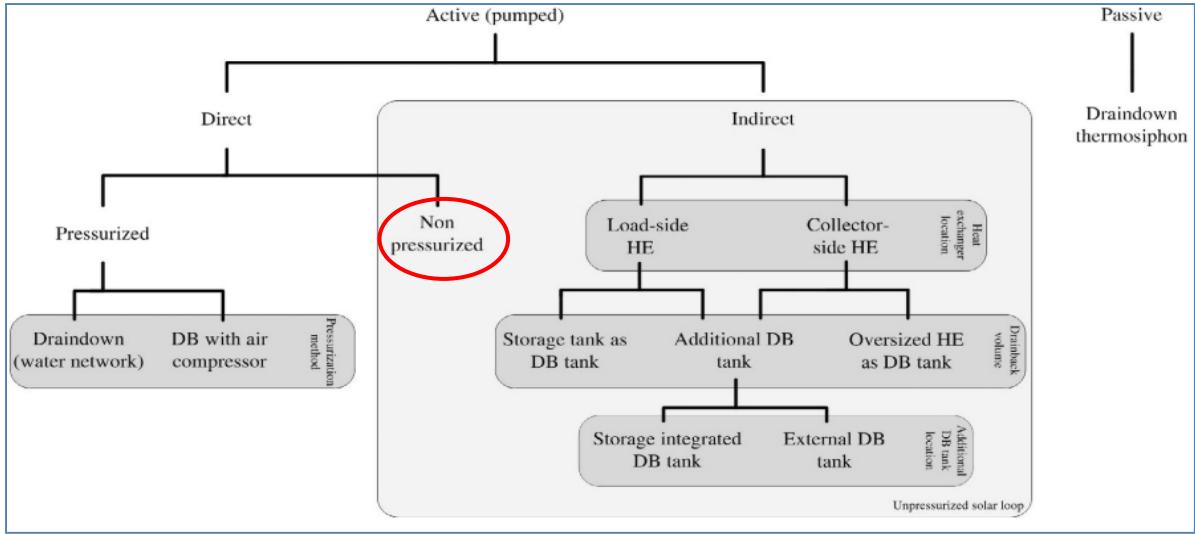


Figure 1.1 Classification de DBS, selon divers paramètres
Adaptée de Kutscher et al. (1984), Suter et al. (2003) et Botpaev et Vajen (2014a)

Cette technologie présente l'avantage de disposer d'une boucle de capteur solaire non pressurisée ou basse pression et d'un stockage de chaleur, selon que le système est ouvert ou non fermé (Ruslan Botpaev & Vajen, 2014). Certains auteurs ont également proposé l'utilisation d'un réservoir DB supplémentaire dans cette configuration, notamment dans le cas de bâtiments élevés, afin de minimiser la puissance de pompage au démarrage du système (Pei, 1982; Perers, Furbo, Fan, Kong, & Chen, 2015). Cette solution pourrait cependant générer l'installation d'un tampon basse pression magasin de chaleur.

Une autre subdivision classe les DBS en fonction du débit. Les DBS ont été conçus pour un débit élevé ou normal, car la performance du capteur était principalement considérée et un débit d'essai de 1,2 L par minute et de m² était la référence. Autour de 1980 sont parues les premières publications sur les mérites du faible débit pour le système dans son ensemble qui peut améliorer la stratification dans le stockage et réduire la température moyenne du capteur comme on le voit sur toute la journée. Cela est particulièrement vrai en fin de journée, lorsqu'un système à haut débit s'arrête assez tôt, car le fond du réservoir est déjà à moitié réchauffé, alors qu'il fait encore froid. Un bon système à faible débit et le collecteur peuvent continuer à fonctionner. (Hollands & Lightstone, 1989) donnent un aperçu du principe de faible débit et des mérites de la performance. L'avantage de performance d'un système à

faible débit bien conçu a été étudié dans un test côté à côté de 3 systèmes à DTU (Botpaev, 2014). Ce test du système a montré une amélioration des performances de 20% du débit faible sur un système standard à débit élevé. (Boye-Hansen & Furbo, 1995) ont comparé les performances annuelles simulées d'un débit faible et d'un débit DBS classique (respectivement 0,15 et 1,0 l/min) et a également trouvé une amélioration d'environ 10-15% dans le cas de faible débit.

1.2 Fonctionnement du système *Drainback*

La mise en marche des systèmes vidangeables passe par trois processus répétitifs : celui de remplissage, de mise en service et le processus de drainage du fluide caloporteur. Le fonctionnement en trois étapes devient possible en raison de l'air dans le cycle solaire et d'un volume spécial, qui sera rempli par cet air pendant l'opération.

1.2.1 Processus de remplissage

Le processus de remplissage dure plusieurs minutes. Il consiste à remplir la boucle du capteur solaire. Simultanément, l'air de la partie supérieure de la tuyauterie et du collecteur devrait être retiré et recueilli dans un volume de drainage. Une fois qu'un flux monophasé est établi, ou qu'une différence de température appropriée entre le collecteur et la partie inférieure du stockage est atteinte, une unité de commande du système active la pompe. Celle-ci doit surmonter la résistance à l'écoulement par frottement à travers les composants hydrauliques, et aussi la hauteur entre le niveau d'eau dans le réservoir de drainage lorsque le système n'est pas en marche et le haut de la boucle hydraulique.

D'ailleurs, un point de fonctionnement variable établi durant tout le processus de remplissage constitue un des défis pour l'efficacité de la pompe (Tully, 1981) donne des précisions sur le processus de remplissage selon la variation du débit et de la pression. Le dessin de la figure 1.2 montre la boucle hydraulique du système *drainback*, le positionnement des capteurs thermiques solaires et le comportement typique de ce système.

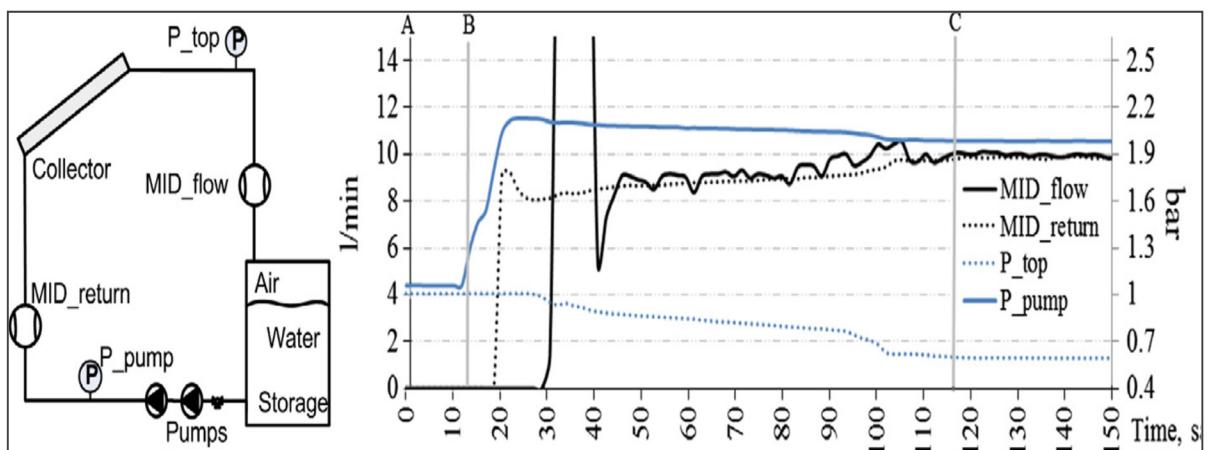


Figure 1.2 Mode de remplissage et de fonctionnement d'un DBS
Adaptée de Ruslan Botpaev, Orozaliev, et Vajen (2014); (Ruslan Botpaev, 2014b)

L'axe des abscisses X reflète le temps en secondes, et divisé en trois étapes. L'étape AB correspond au système non actionné et les pompes sont démarrées à l'heure B. Le débit du processus de remplissage (MID_return à $t = 22$ s) est typique pour le DBS. Comme les pompes doivent surmonter non seulement la résistance au frottement, mais aussi la tête de levage verticale, le point de fonctionnement des pompes se déplace vers la gauche et provoque une réduction continue du débit (Tully, 1981a). Selon, les références utilisées dans cette partie, à environ $t = 22$ s, le fluide caloporeur (HTF) atteint le point le plus élevé de l'hydraulique et s'écoule encore à travers le tuyau d'écoulement. Le débitmètre inductif magnétique (MID_flow) détecte le débit et affiche des mauvaises valeurs de fluctuation en raison des bulles d'air. Celles-ci sont poussées par le flux de stockage créant un siphon dans la boucle. Ce dernier supporte à son tour les pompes et annule la tête de levage initiale. Ce qui s'exprime par une augmentation du débit dans le tuyau de retour et l'apparition d'une dépression en haut. En C, le processus est stabilisé et le collecteur de la boucle est entièrement rempli d'eau. L'air est complètement enlevé pendant le processus de remplissage, et le siphon n'est établi que si la vitesse HTF dépasse une certaine valeur minimale. (Seiler, 1982) a mentionné que la vitesse devrait être d'au moins 0,3 m/s afin de remplir complètement la boucle du capteur solaire. D'autres auteurs ont signalé qu'une vitesse minimale de nettoyage de 0,4 m/s est requise. L'autre point à considérer est le diamètre de la tuyauterie. (C. Kutscher et al., 1984) proposent un diamètre de 14 à 19 mm.

1.2.2 La mise en marche

La mise en marche des systèmes DBS vise à maximiser le rendement énergétique solaire. Le processus démarre une fois qu'un fluide monophasé est établi, le fluide caloporteur est chauffé dans les capteurs et par la suite l'énergie est livrée au stockage de chaleur. Notons qu'une boucle de capteur solaire non pressurisé est l'une des principales différences entre DBS, par rapport aux systèmes solaires thermiques conventionnels. En conséquence, la pression au sommet de l'hydraulique est souvent inférieure à la pression atmosphérique, si un siphon est établi en boucle (Tully, 1981b).

En se référant à la figure 1.2 au point C, l'eau remplit complètement le tuyau d'écoulement et une dépression est établie au sommet. Cette pression sous vide au sommet peut être calculée en utilisant l'équation de Bernoulli (Botpaev et al, 2014) :

$$P_1 + \rho gh_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} = P_2 + \rho gh_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} = \text{constant} \quad (1.1)$$

P_1, P_2 Étant la pression statique respectivement au sommet et au point le plus bas du tuyau d'écoulement. $(\rho v_1^2)/2, (\rho v_2^2)/2$ Étant les pressions dynamiques.

En supposant que les débits et les diamètres de tuyaux sont identiques. Ainsi, la pression statique au sommet est :

$$P_1 = P_2 - \rho g(h_1 - h_2) \quad (1.2)$$

De l'équation (2) apparaît que la réduction de la pression sur le sommet est proportionnelle à la tête d'eau dans le tuyau d'écoulement.

Pour diverses raisons, la dépression influence le fonctionnement de DBS. Parmi, ce qu'il faut éviter est le point de l'ébullition plus bas du fluide caloporteur. (Haberl, Vogelsanger, & Letz, 2008) ont suggéré d'éviter cette sous-pression au moyen d'une pompe appropriée et

d'une soupape de maintien de la pression à l'aval. D'autres suggèrent la réduction de la taille du tuyau de l'écoulement. Un autre aspect important est le niveau d'eau dans le réservoir de stockage de chaleur. La norme ASHRAE propose que le réservoir d'évacuation soit compris entre 3/4 et 7/8 lorsque le système est éteint et entre 1/8 et 1/2 pendant l'opération (ASHRAE, 1990) . (Botpaev et Vajen (2014b) ont montré que l'eau qui coule vers le bas dans le réservoir de drainage provoque de l'air, entraînement dû au vortex et aux effets d'éclaboussures, et provoque des pertes, voir la figure 1.3.

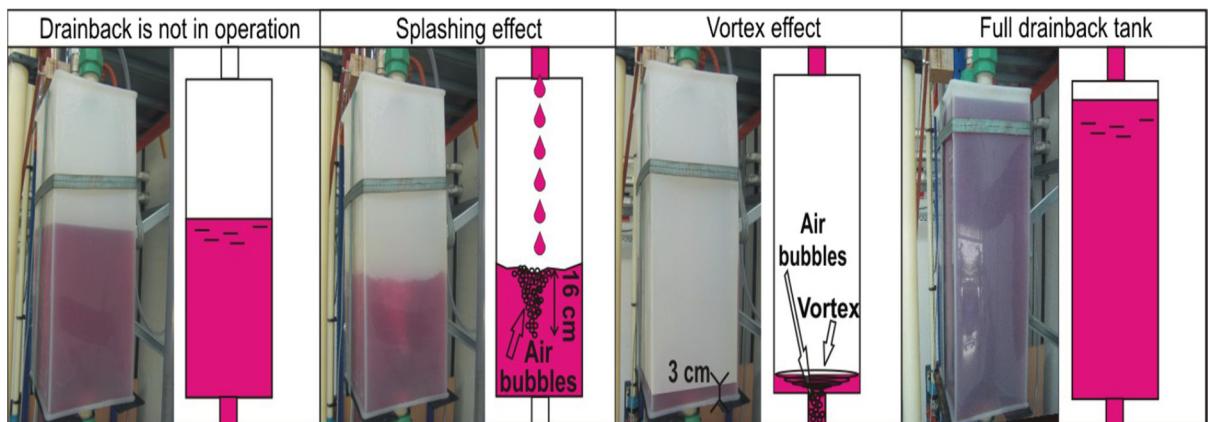


Figure 1.3 Réservoir du drain à diverses conditions de fonctionnement
Adaptée de Ruslan Botpaev (2014b)

La corrosion est une autre préoccupation qui doit être considérée aussi en particulier pour les systèmes Drainback (DBS) ouverts. Un problème supplémentaire est la compréhension de la menace de gel, ce qui important dans les climats froids. Toutefois, il existe des mesures, la principale, est le drainage du fluide circulant des collecteurs, une fois que leur température descend en dessous d'une certaine valeur. (Botpeav, 2016) cite dans son article que l'auteur Van Dam (2009), propose après l'arrêt de la pompe ou des pompes une série de démarrages de ces pompes visant à drainer l'eau potentiellement piégée dans la boucle du capteur solaire. Il cite, également, qu'un autre auteur sous le nom de Kosok en 2013 a mis sur place un algorithme informatique spécial pour DBS qui permet d'éliminer le gel en amont. Il a été montré que cet effet dépend de plusieurs paramètres tels que la section transversale du tuyau, le débit du fluide caloporteur et évidemment les températures d'entrée et d'extérieur. Les premiers résultats ont révélé un problème de congélation. Par conséquent, les DBS

disponibles sur le marché sont disponibles avec un antigel. Enfin, une amélioration de la performance de DBS par rapport aux systèmes standards de glycol a été étudiée par quelques auteurs. Les résultats simulés au moyen de Trnsys contre ceux mesurés ont montré une amélioration de la fraction solaire de 17 % pour un système combiné dans un climat de Colorado, principalement en raison de l'absence d'échangeur de chaleur (Goumaz & Duff, 1981). Les auteurs (Ruslan Botpaev, 2017; Leibfried & Strok, 2005) ont trouvé en exécutant une série de simulations une amélioration générale du rendement solaire de 11 %. Puis avec le temps, on utilisait l'eau au lieu de glycol (3 %) et des pertes de chaleur évitées en raison de drainage dans la soirée (3 %), en mentionnant que l'échangeur de chaleur est plus impactant (7 %). Concernant l'avantage de l'eau contre le glycol (Eisenmann et al, 2003) a noté une meilleure performance de DBS en raison d'un taux de capacité d'échange de chaleur plus élevé. Enfin (Botpeav, 2016; Haberl, Vogelsanger, & Letz, 2008), ont prouvé par simulation que DBS dépourvu d'échangeur de chaleur et utilisant l'eau comme fluide caloporteur, fait augmenter les économies d'énergies d'environ 5 %.

1.2.3 Le processus de drainage

Les premières recherches sur le processus de drainage découlent d'un brevet de (Bliss, 1958), qui, à partir de la fin des années 1950, a mentionné un trou comme « initiateur » drainant. (Embree, 1981) l'a considéré comme une solution intéressante pour lancer le processus de drainage sans pièces mobiles. Depuis, une multitude de recherches sont entamées sur la meilleure façon de lancer le processus de vidange. Mentionnant que la fin des années 1970 est marquée par un véritable essor des inventions brevetées avec un disjoncteur à vide au sommet pour favoriser le processus de drainage. La prévention d'une formation de siphon lors de remplissage au moyen d'un diamètre de tuyau d'écoulement surdimensionné entraînera un égouttement similaire de deux colonnes, ce qui accélérera le processus de vidange (Kratz et Van Dam, 1999). Le diamètre de la tuyauterie constitue ainsi un des paramètres influant la vidange. D'ailleurs, il a été démontré que les tuyaux dont le diamètre intérieur de 14 à 19 mm drainent facilement, alors que ceux à 10 mm ne drainent pas.

Différentes possibilités d'initier le processus de drainage ont été proposées et résumées dans la figure 1.4.

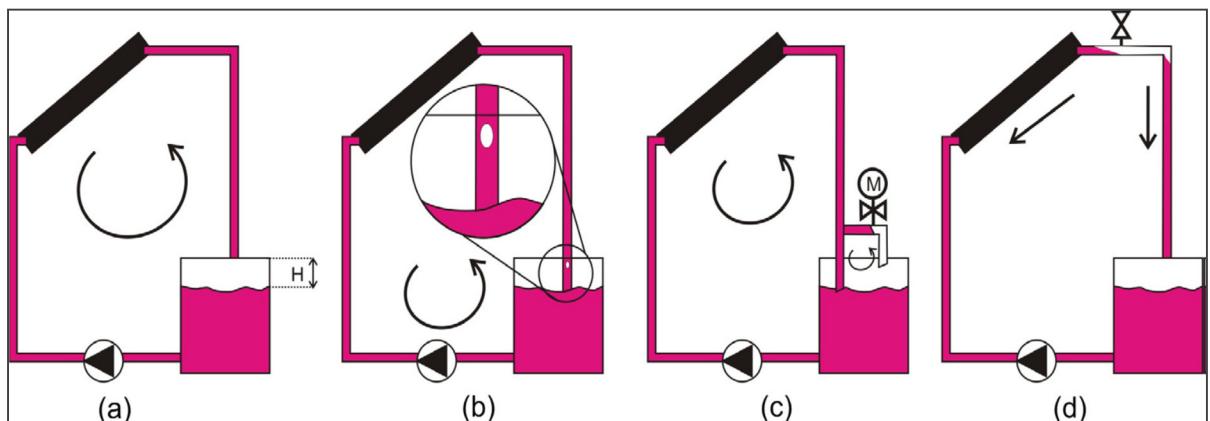


Figure 1.4 Processus de drainage tiré de la littérature et de l'industrie
Adaptée de Botpeav (2016)

La figure 1.4a représente le « mécanisme » déterminant du processus de drainage. La différence de pression hydrostatique entre les tuyaux d'écoulement et de retour, désignée par H constitue la force motrice du processus de drainage (Hapgood, 1978; Seiler, 1982) ont mentionné que le processus de drainage se déroule dans une direction opposée à la circulation. Le fluide caloporeur (HTF) évacué vers le bas dans le côté de retour entraîne la colonne d'eau du côté de l'écoulement, en vidant le système. Par conséquent, en raison de l'effet de siphon, presque toute la quantité d'eau est drainée sur le côté du retour. Pendant le mode de fonctionnement, le système hydraulique (Fig. 1.4 a) conduit à des éclaboussures du fluide circulant (Beasley, 1980). En plus de la création de bruit, il entraîne une pénétration des bulles d'air dans le volume de drainage, ce qui pourrait être endommagé s'il était aspiré à travers la pompe (Botpaev et Vajen, 2014b). Par conséquent, la tuyauterie descendante est parfois submergée sous le niveau d'eau dans le volume de drainage, comme le montrent la Fig. 1.4 b et 1.4 c. Ce qui nécessite un mécanisme supplémentaire pour lancer le processus de vidange. Une possibilité est un trou percé dans le tuyau de descente (Fig.1.4 b), alors que l'application d'un moteur, d'un solénoïde ou d'un clapet antiretour est une autre alternative (figure 1.4 c).

Il est clair que de nombreuses solutions techniques pour l'initiation et la promotion du processus de drainage ont été réalisées et beaucoup de questions concernant la conception optimale du système DB ont été extraites des brevets. Toutefois (Ruslan Botpaev & Vajen, 2014) stipule qu'il y a un manque de publications scientifiques sur le sujet. Il relate qu'une comparaison des différentes méthodes de drainage, d'influence des propriétés de HTF et des paramètres de tuyauterie doit encore être clarifiée ; des indicateurs pour quantifier la qualité du comportement de drainage devraient également être développés.

1.3 Composants de DBS

La compétitivité économique des systèmes autovidangeable a dès le début attiré des fabricants et des scientifiques afin de poursuivre le développement de cette technologie. Kutscher (1985), dans sa recherche d'un système de chauffage solaire de l'eau à faible coût, a choisi la configuration DB, pour sa grande fiabilité (moins besoin d'entretien), moins de composants (solénoïde et clapets anti-retour) ainsi qu'une potentielle utilisation de composants moins chers en raison de la faible pression dans la boucle du capteur solaire. Dans les années 2000, les DBS étaient toujours un moyen de réaliser des systèmes à moindre coût, utilisant des matériaux bon marché, évitant des composants comme le vase d'expansion pressurisé ou encore le recours à l'eau comme fluide caloporteur (Thiesen, 2009). Toutefois selon (Hudon et al., 2012), si le potentiel de réduction des coûts avec DBS est élevé, en raison des possibilités décrites ci-dessus, elles ne sont pas toujours la solution ultime choisie pour faire baisser les coûts du système. Cette section se concentre sur la présentation de l'état de l'art des composants hydrauliques pour DBS et les exigences spécifiques qu'ils doivent remplir.

1.3.1 Les capteurs

Le type de capteurs solaires applicables à DBS est limité, car ils ne sont pas toujours conçus pour être drainés (Suter et al., 2003). Pour les capteurs plans, un modèle d'écoulement du fluide avec une pente en zigzag est une solution ou une conception avec des tuyaux en-tête incliné (Botpaev, Louvet, Perers, Furbo, & Vajen, 2016). En double plaque ou sous forme de

rouleau (Botpaev, Louvet, Perers, Furbo, & Vajen, 2016). Les modèles d'écoulement d'absorbeur peuvent facilement être conçus et fabriqués pour un drainage en toute sécurité. Cela aide également l'évacuation de l'air dans un système de glycol et pourrait être standard pour tous les capteurs solaires thermiques. Le collecteur sous vide (ETC) peut également être utilisé dans DB systèmes, avec des caloducs (Perers et al., 2015) ou avec collecteur situé en bas en cas de flux direct (Frissora, 1981). Perers et al. (2015) a, également, signalé que l'ETC surveillé n'a pas montré de signes de dégradation après des centaines de cycles de stagnation à sec.

Un montage minutieux des capteurs est très important. Une mauvaise direction de la pente fait que l'eau reste dans certaines parties du capteur et peut conduire à des dommages de gel. L'eau restante peut également créer des pressions de vapeur élevées pendant une certaine période, si elle commence à bouillir pendant la stagnation. La soupape de sécurité pousse l'eau du système, et à nouveau cette eau doit être renouvelée (Andersen, 1988).

Connecter plusieurs capteurs ensemble, en série ou en parallèle, nécessite aussi une attention particulière pour assurer un bon fonctionnement du système. Selon (Botpaev, Louvet, Perers, Furbo, & Vajen, 2016), Kaiser et al. (2013a) ont étudié plusieurs configurations avec des capteurs à plaque et ils ont conclu que les capteurs solaires connectés en parallèle est l'option la plus favorable avec en ce qui concerne le comportement de drainage.

1.3.2 Le stockage de chaleur

La configuration avec un échangeur de chaleur côté charge offre la possibilité de faire circuler directement le HTF stocké dans la boucle du capteur solaire. Pour le stockage de la chaleur, des matériaux tels que le PP (Philippen et al., 2012), caoutchouc EPDM ou fibre de verre (Botpaev, Louvet, Perers, Furbo, & Vajen, 2016) ont été testés en combinaison avec DBS. Un de leurs principaux avantages soulignés par les auteurs est leur facilité d'installation dans les bâtiments existants.

1.3.3 Le réservoir Drainback

L'application d'un réservoir DB externe dans la configuration de l'échangeur de chaleur côté collecteur est une spécificité des systèmes drainback (DBS). L'emplacement de ce réservoir est plutôt important, car il détermine la charge statique à surmonter par la pompe (Botpaev et Vajen, 2014 a). Seiler (1982) a suggéré de monter le réservoir DB parallèlement au côté d'écoulement, donc il n'y a pas d'écoulement à travers ce réservoir pendant le mode de fonctionnement. Van Dam et Overman (1994) ont intégré le réservoir DB au fond du stockage de chaleur. Le réservoir DB doit être capable de stocker le volume total de HTF contenu dans les capteurs solaires et la tuyauterie extérieure. Dans la pratique, il doit être surdimensionné (Suter et al., 2003, Mugnier et al., 2011). En effet, le niveau d'eau dans le réservoir DB joue un rôle important selon les travaux de l'ASHRAE (1990) et Botpaev et Vajen (2014b). Le niveau d'eau à l'intérieur du réservoir doit être régulièrement observé et maintenu dans la plage recommandée. À cet effet, un voyant est généralement installé (Botpaev et Vajen, 2014 a).

Botpaev et Vajen (2014 a) ont identifié plusieurs conceptions pour le réservoir sur le marché, où l'acier inoxydable et les polymères sont les matériaux les plus couramment utilisés

1.3.4 Les pompes

Le dimensionnement de la pompe et la consommation électrique ont toujours été une préoccupation particulière dans DBS, en raison de la présence de la tête d'élévation. Une solution primaire consistait à surdimensionner les pompes centrifuges à vitesse unique, afin de surmonter la tête d'élévation et accomplir avec succès le processus de remplissage. La pompe ne fonctionne donc pas toujours à son optimum de son point de fonctionnement (Tully, 1981 a). Il est mentionné, également, que pour la DBS à faible débit, la tête d'élévation est encore plus nette.

Selon (Eisenmann, Vajen, & Ackermann, 2003), l'eau comme fluide caloporteur contribue à réduire la consommation d'énergie de la pompe en cours de fonctionnement, en raison d'une

viscosité plus faible de l'eau par rapport aux mélanges de glycol (Eisenmann, Vajen, & Ackermann, 2003). Des études comparatives détaillées sur ce problème doivent être effectuées.

Kutscher et al. (1984) ont analysé l'efficacité de la pompe, les conditions de fonctionnement et les stratégies pour réduire la consommation d'énergie parasitaire. Les auteurs ont signalé plusieurs façons de réduire les coûts d'exploitation, soit en utilisant des pompes plus efficaces, en appliquant une pompe à deux vitesses, deux pompes en série ou en modulant la vitesse de la pompe avec un contrôleur. Tully (1981 a) utilise également plusieurs pompes identiques en série et en ferme une à la fin de la phase de remplissage. La circulation d'un fluide à travers une pompe d'arrêt pourrait cependant conduire à une dégradation plus rapide, qui doit être clarifiée.

Le rapport des rendements de l'énergie solaire à la consommation électrique des pompes a été calculé expérimentalement par Muntwyler (2006) dans un système avec un booster de pompe et une pompe de circulation en série. Le DBS évalué avec une surface de capteur comprise entre 5 et 15 m² produit entre 10,4 et 24,8 fois plus d'énergie que l'énergie consommée par les pompes, selon que la pompe de surpression a été arrêtée ou non après le processus de remplissage. Dans le premier cas, la pompe d'appoint ne fonctionnait que 2,5 % du temps. Certains auteurs ont également souligné la nécessité de respecter le NPSH de la pompe pour éviter la cavitation, car la plupart des DBS ne sont pas sous pression (Suter et al., 2003). Cette hauteur est donnée par le niveau d'eau dans le volume DB (Mugnier et al., 2011).

Les pompes à déplacement positif pourraient être une alternative à pompes centrifuges conventionnelles. Ils fournissent un débit presque constant à vitesse fixe, quelle que soit la pression du système pression. Selon (Botpaev, Louvet, Perers, Furbo, & Vajen, 2016), l'auteur Buderus Heiztechnik GmbH en 2001, a présenté une telle solution avec un ajout d'un filtre à particules pour éviter le blocage de la pompe. Le filtre réduit également le niveau de bruit, qui est l'un des inconvénients de ces pompes. Un autre inconvénient est qu'ils ne permettent pas le retour du flux en comparaison avec les pompes centrifuges.

conventionnelles. Un by-pass avec un clapet antiretour est une solution dans un tel cas (Suter et al., 2003). Enfin, (Mugnier, Casals, Siré, & Le Denn, 2011) ont proposé comme alternative aux deux types de pompes l'utilisation de pompes refroidies par air.

1.3.5 Le fluide caloporteur

L'un des intérêts de DBS est la possibilité d'utiliser l'eau comme HTF même dans les climats froids. La corrosion étant un problème important avec le DBS, l'utilisation d'eau inhibée ou distillée pourrait être une solution (Kutscher, 1985). Néanmoins, il existe une tendance à utiliser également le mélange glycol / eau pour le DBS, afin d'éviter des dommages coûteux causés par des erreurs d'installation (Thiesen, 2009, Mugnier et al., 2011, Frank et al., 2014). L'expérience montre que le glycol ne se détériore pas notablement dans le DBS (Frank et al., 2014). La décomposition du glycol à haute température en systèmes DB entraîne la formation de produits corrosifs, nécessitant leur remplacement (Goumaz et Duff, 1981).

1.3.6 La tuyauterie

La tuyauterie est caractérisée par sa pente, son dimensionnement et les matériaux adéquats. D'après la littérature, la construction de la tuyauterie des systèmes de chauffe-eau solaire tient compte de plusieurs facteurs comme le gel, la stagnation des capteurs et les pertes de charge. Un autre paramètre qui rentre dans le jeu est celui des coûts, principalement, dans la réalisation des systèmes *Drainback*. Les différents matériaux proposés sont :

Les tubes en cuivre d'après (Hudon, Merrigan, Burch. & Maguire, 2012). L'acier inoxydable selon (Peres et al., 2015) , qui précisent que le recours à ce matériau augmente le risque de création de poches d'eau et donc des problèmes de drainage et de remplissage du système. Le PEX proposé par (Hudon et al., 2012) pour vaincre le gel. Du plastique et d'autres matériaux en combinaison pour le *drainback* dans le but de réaliser des réductions des coûts d'après (NABCEP), le Conseil Nord-Américain des praticiens certifiés de l'énergie, (Botpaev, Louvet, Perers, Furbo, & Vajen, 2016) .

Pour ce qui est de dimensionnement, la partie critique dans le système est le tuyau d'écoulement, qui ne devrait pas être trop petit, ou entraverait le drainage, mais pas trop grand pour que le flux puisse éliminer complètement l'air au début (Suter et al., 2003). Pour un bon compromis, l'auteur propose un tuyau d'écoulement avec un diamètre d'une taille plus petit que le tuyau de retour. Pour ce qui est de la pente (Botpaev et al. (2014)), indique que la nécessité de construire des systèmes avec une pente continue et certainement l'une des barrières pour les vidangeables, car il précise que d'après (Suter, Kovács, Hausner, Visser, & Peter, 2003) les installateurs ne sont pas toujours conscients des problèmes spécifiques liés à DBS.

1.3.7 L'unité de contrôle

Le contrôle de la pompe est basé sur une fonction d'hystérésis, la différence de température (ou d'irradiation) au début étant plus élevé que pour l'arrêt. (Boye-Hansen & Furbo, 1995) recommandent, par exemple, une différence de 10 K pour une température de départ et quand le système tombe jusqu'à 2 K il faut l'éteindre.

En raison de la particularité du système Drainback (DBS) et de la nécessité de surmonter la charge statique au démarrage, il est courant que la pompe soit démarrée à une vitesse élevée, qui est ensuite diminuée. La durée de la phase de démarrage varie en fonction du système, mais, et généralement plutôt courte, 30 s (Boye-Hansen & Furbo, 1995) ou 3 min comme révélées dans (Muntwyler, 2006). Afin de contrôler de manière optimale le (DBS), Dietz (2006) a proposé un contrôle basé sur la mesure du temps de remplissage avec un capteur de température côté flux, permettant potentiellement d'adapter la longueur de la phase de démarrage pour tout système.

(Qin, 1997) a rapporté que pour un système où il n'était pas possible de se débarrasser complètement de l'air dans les capteurs solaires thermiques, un contrôle stratégique consistant à arrêter la pompe 20 s chaque 15 min a été appliqué. L'efficacité de cette méthode n'était cependant pas plus documentée.

1.4 Études numériques réalisées avec validation expérimentale

Un des meilleurs modèles utilisés de nos jours et partout dans le monde pour valider les projets de chauffe-eau solaire mis en œuvre est l'approche de Trnsys. Reste que moins d'études sont consacrées au *Drainback*. Quelques études sont données ci-dessous. Parmi, celles qui confirment l'efficacité de l'outil Trnsys, le flux d'énergie en tenant compte de la stratification du réservoir de stockage considéré comme élément central du modèle, la consommation électrique selon différents scénarios mis en place, etc.

1.4.1 Confirmation de l'efficacité de l'outil TRNSYS

En 2015, dans le cadre d'un projet de coopération danoise-chinois, un système de chauffage solaire vidangeables de faibles débits a été simulé au Danemark avec le logiciel Trnsys. Le schéma du système Trnsys est montré dans la figure 1.5.

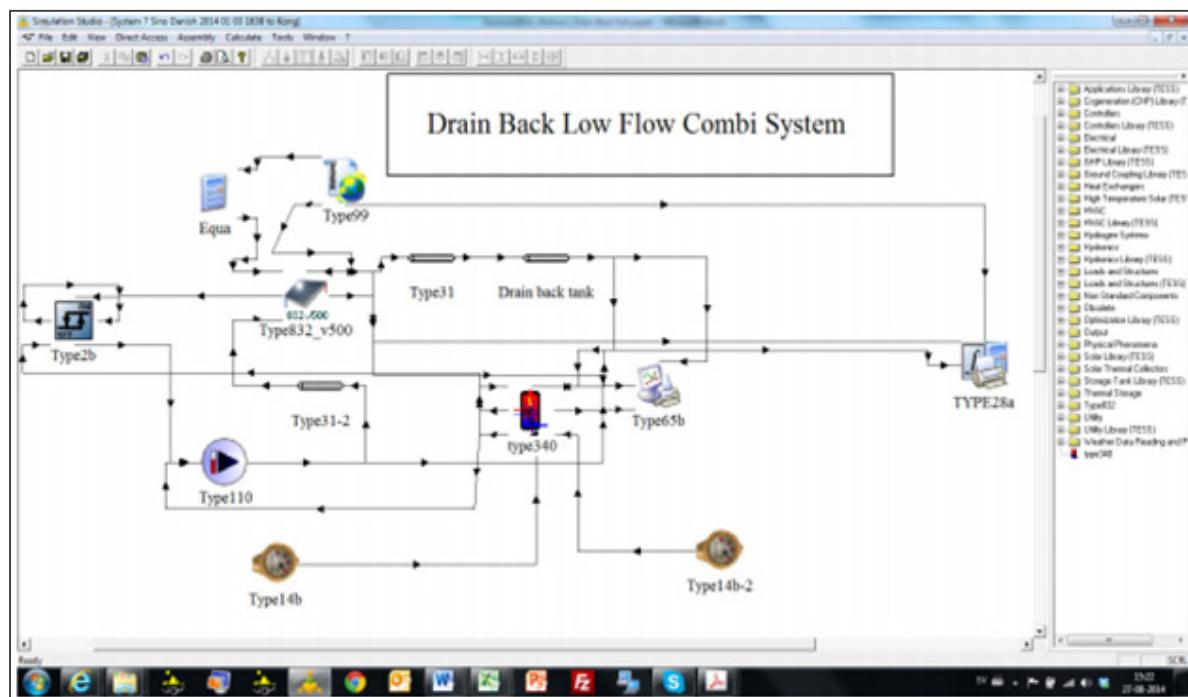


Figure 1.5 Schéma du système TRNSYS. Dans ce cas le réservoir de vidange est simulé comme un tuyau supplémentaire à la sortie du collecteur situé avant le réservoir.

Adaptée de Perers, Furbo, Fan, Kong, et Chen (2015)

La simulation a été effectuée pour une période de deux semaines s'étalant du 5 octobre au 19 octobre 2013 (Perers et al., 2015).

Les capteurs solaires sont à évacuation tubulaire (ETC). Ils sont installés au niveau du laboratoire de DTU (Technique University of Danemark) et instrumentés pour l'évaluation du niveau scientifique et la validation du modèle.

Les résultats obtenus par la simulation du système, dont les capteurs sont orientés de 15 degrés ouest et inclinés de 45 degrés, comparés aux résultats mesurés témoignent de l'efficacité de l'outil informatique utilisé.

Ce qui nous amène à conclure, après la validation, que le logiciel Trnsys est un bon modèle pour la simulation des systèmes *Drainback*. Les résultats sont résumés dans le tableau 1.1.

Tableau 1.1 Validation des résultats de Lab DTU pour une période de deux semaines avec une surface des capteurs de $6,1\text{m}^2$ et un volume de réservoir de 500 L.
Adaptée de Perers et al. (2015).

Flux d'énergie	Énergie récupérée par le capteur	Énergie récupérée dans le réservoir	Chauffage de l'espace	Énergie de l'eau chaude	Auxiliaire vers le réservoir	Pertes de chaleur du réservoir	Énergie solaire utile nette
Unité	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh
Mesuré	112	77	79	44	57	12	66
TRNSYS	106	79	85	42	58	10	69
TRNSYS /Mesuré	0,95	1,02	1,08	0,95	1,02	0,84	1,05

Cette même étude est réalisée avec un deuxième système qui nous renseigne sur la performance thermique et la stratification du réservoir de stockage.

Les détails sont donnés la section 1.4.2.

1.4.2 Performance thermique et stratification du réservoir de stockage

1.4.2.1 Performance thermique du système à faible débit

Le système solaire est à faible débit, il est installé dans une maison unifamiliale à Sôro pour une période d'un an soit de septembre 2013 à août 2014. Il est équipé d'un débitmètre pour obtenir des flux d'énergie et faire des volumes de fluide dans les différentes boucles, autrement dit, des stratifiant ont été utilisés dans les réservoirs de chaleur et pour obtenir une stratification thermique et minimiser le mélange thermique dans le réservoir. Les capteurs d'une superficie de 12,2 m² étaient orientés de 27 °C Ouest et inclinés de 45 °C et le volume du réservoir est de 750 L.

Pour une maison dont la superficie est de 225 m² avec une demande de 20000 kWh et avec une contribution solaire très faible de 101 kWh/m². Seulement un tiers de l'énergie est fournie au réservoir. Mais cela est dû aux pertes importantes de chaleur du réservoir non isolé et celles des tuyaux qui ne sont pas pris en compte dans le calcul. D'ailleurs, une partie de ces pertes aurait été couverte par l'énergie auxiliaire. L'énergie solaire fournie dans le réservoir correspond à 341 kWh par m² de capteur. Les collecteurs ont trop peu chargé pendant l'été et fonctionnent à des températures très élevées. Par conséquent, la sortie est réduite. Les résultats de telle étude sont donnés au tableau 1.2.

Tableau 1.2 Performance thermique pour une opération d'un an d'un système à faible débit.
Adaptée de Perers et al. (2015).

Besoins en eau chaude	Volume du réservoir	Chauffage du sol	Volume du réservoir	Flux réservoir	Volume dans la boucle du collecteur	Énergie solaire nette utilisée	Pertes de chaleur
kWh	m ³	kWh	m ³	kWh	m ³	kWh	kWh
2338	130	17038	2514	4168	274	1237	2931

1.4.2.2 Évolution des températures au niveau bas du réservoir de stockage

En 2014, une étude comparative a été réalisée en collaboration internationale avec la participation d'Hydro-Québec (Térache, Zmeureanu, & Laurencelle, 2014). Cette étude porte essentiellement sur la modélisation du réservoir de stockage, comme élément central dans le modèle (figure 1.6).

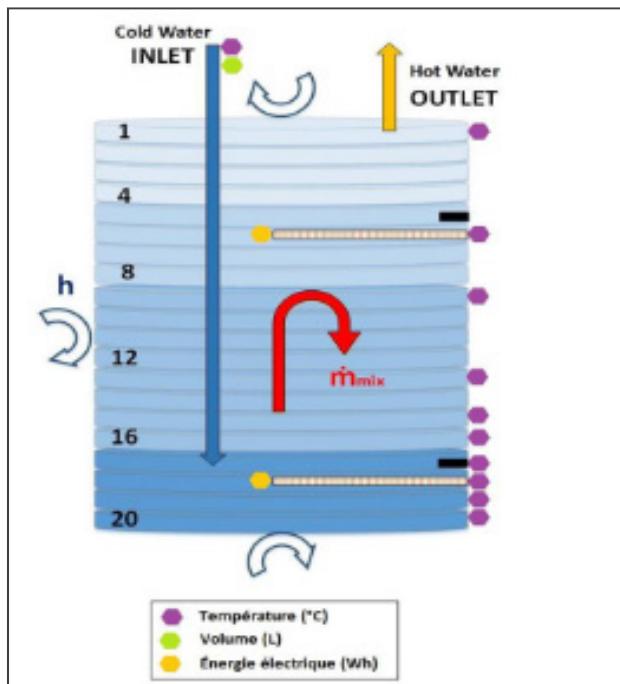


Figure 1.6 Points de mesures sur le réservoir d'eau chaude
Adaptée de Térache et al. (2014)

L'objectif de l'étude consistait à explorer l'influence de divers paramètres, tels que le débit massique de mélange par inversion et la hauteur de l'arrivée d'eau sur le modèle du réservoir d'eau. La méthode est basée sur des scénarios allant de 1 à 10 selon les paramètres de forte influence sur la simulation, à savoir le débit massique de mélange par inversion - la température de consigne - Nœud d'entrée d'eau froide - isolation du réservoir. Ces scénarios sont résumés dans le tableau 1.3. Toutefois, les scénarios préliminaires 1, 2 et 3 ne sont pas introduits dans cette étude. Le nombre de nœuds dans le réservoir est de 17 nœuds pour les scénarios 4 à 7 et de 20 pour les scénarios 8 à 10.

Tableau 1.3 Paramètres retenus pour chaque scénario de la simulation TRNSYS
Adaptée de Térache et al. (2014)

Scénario	4	5	6	7	8	9	10
Température de consigne							
Thermostat haut (°C)	60	58	60	58	58	58	58
Bande morte (°C)	2	2	2	2	2	2	2
Thermostat bas (°C)	60	48	60	56	56	56	56
Bande morte (°C)	10	12	10	10	10	5	10
Coefficient d'échange thermique U							
Face intérieure (kJ/hr.m ² .K)	3,78	3,78	3,78	3,78	3,78	10	10
Face latérale du nœud (kJ/hr.m ² .K)	3,78	3,78	3,78	3,78	3,78	3,78	3,78
Face latérale nœud n°20 (kJ/hr.m ² .K)	3,78	3,78	3,78	3,78	3,78	10	10
Puissance électrique (kW)							
Puissance de chauffage électrique (kW)	3,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2
Nœud d'eau froide							
Nœud d'entrée d'eau froide	17	17	17	17	20	20	20

Concernant le point d'influence des paramètres, la figure 1.7 qui représente le scénario 8 pour un débit nul montre que la température T18 dépasse rapidement les températures des couches supérieures T16 et T17. Dans le cas contraire, l'équilibre thermique entre ces couches est rétabli avec un débit pris égal à 2000 kg/h, figure 1.8. Ce débit a permis de limiter la hausse de température au nœud 18 en transférant la chaleur vers les nœuds situés au-dessus. On conclut, ainsi, que le choix d'une valeur non nulle pour un débit de mélange est la première étape essentielle pour faire concorder la simulation aux mesures. (Térache et al. (2014)).

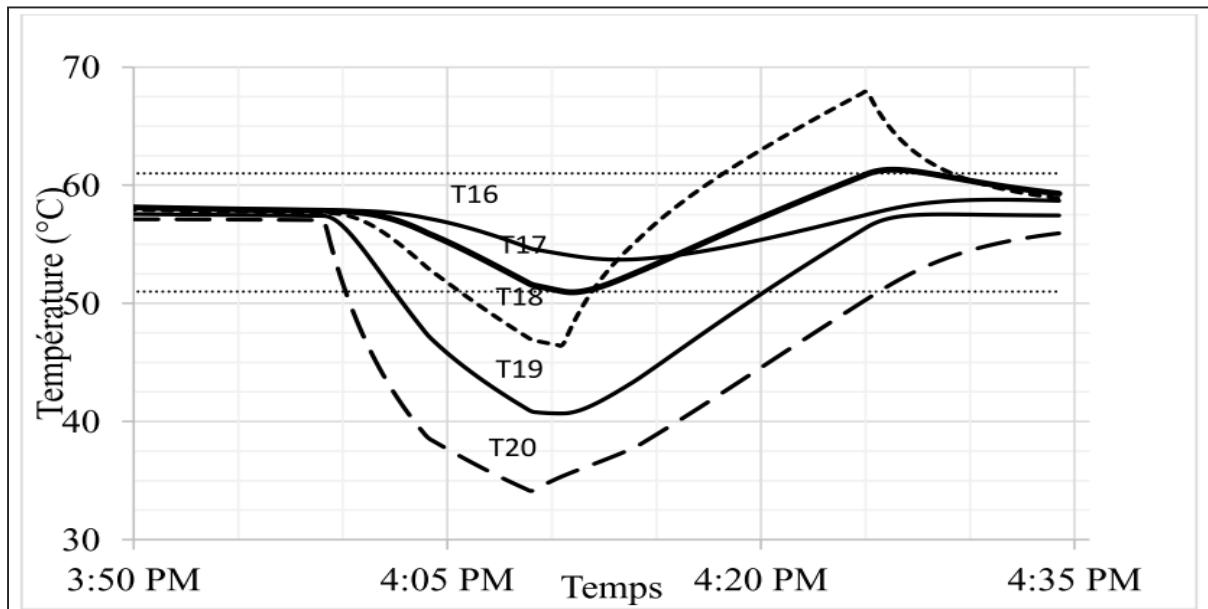


Figure 1.7 Évolution des températures en bas du réservoir pendant un tirage d'eau avec le débit de mélange par inversion nulle – Scénario 8
Adaptée de Térache et al. (2014)

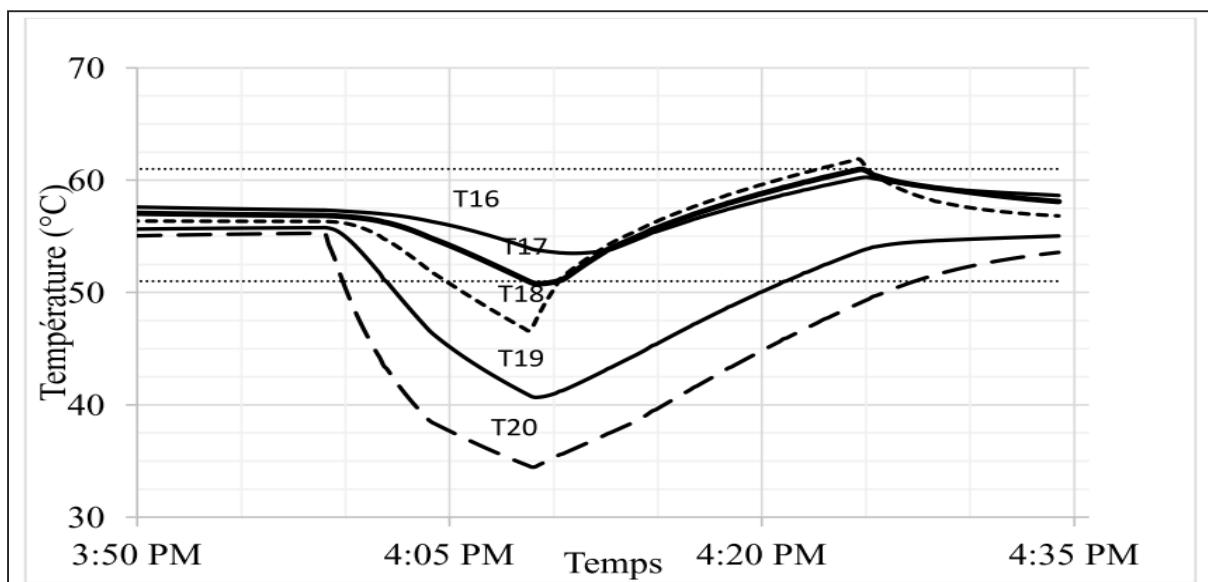


Figure 1.8 Évolution des températures en bas du réservoir pendant un tirage d'eau avec le débit de mélange par inversion de 2000 kg/h – Scénario 8
Adaptée de Térache et al. (2014)

Les résultats de l'étude montrent aussi qu'il n'existe pas de différence significative entre un débit de mélange non nul, car les profils se superposent comme le décrit, la figure 1.9 et 1.10, où le profil pour un débit de mélange de 1000 kg/h se superpose avec celui de 2000 kg/h.

D'autre part, on remarque dans la figure 1.9 au nœud 17 que les températures simulées concordent avec les mesures en régime permanent, lorsque la température est stabilisée. Lors d'une arrivée d'eau froide, le régime transitoire est moins bien modélisé.

Un autre point à considérer est la position d'entrée d'eau froide, car si on prend l'exemple de la figure 1.10, au nœud 18, les températures simulées sont nettement supérieures aux températures mesurées, avec une différence de 12 à 15 °C.

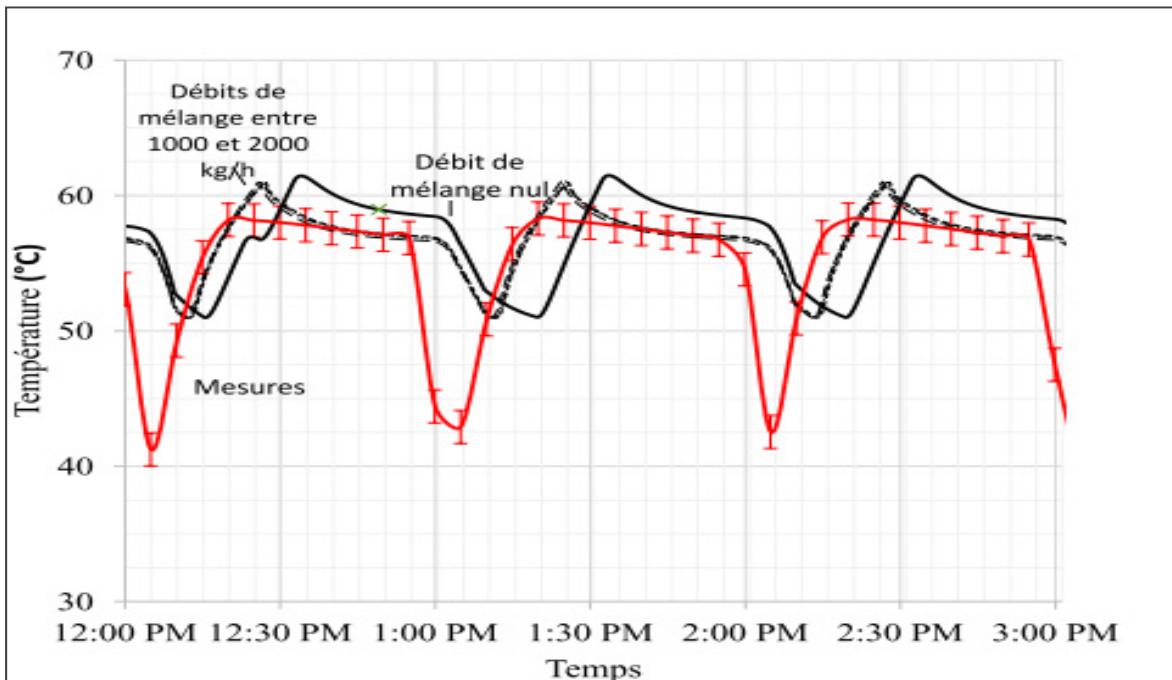


Figure 1.9 Température mesurée et simulée au noeud 17 avec le scénario 8
Adaptée de Térache et al. (2014)

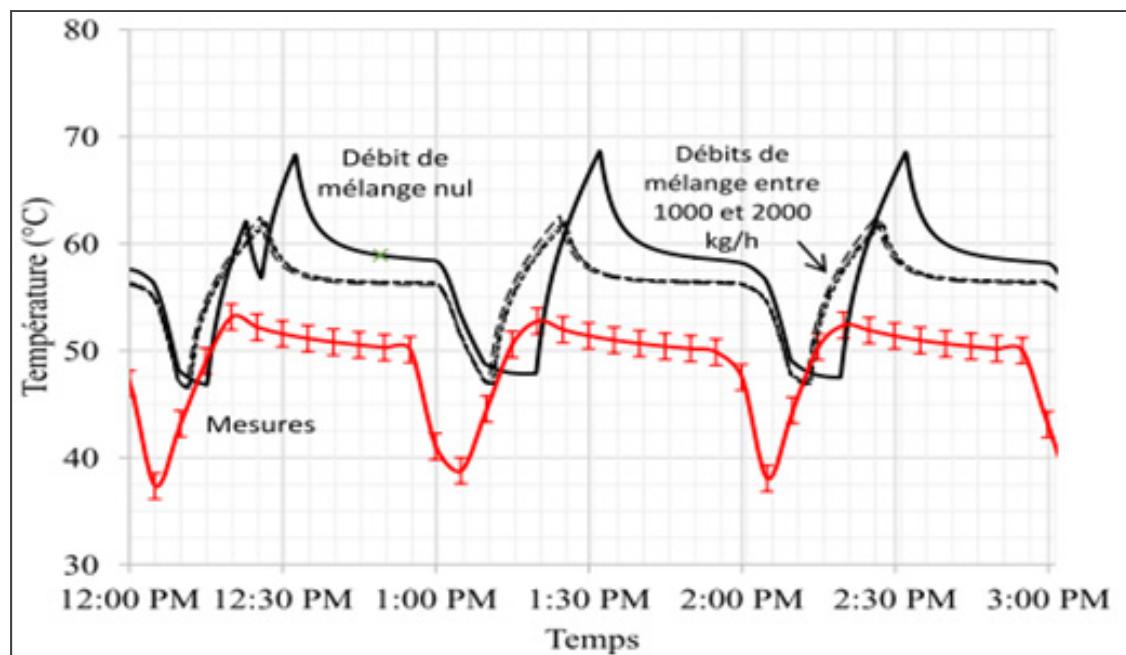


Figure 1.10 Température mesurée et simulée au nœud 18 avec le scénario 8
Adaptée de Térache et al. (2014)

Cette même étude est réalisée pour un autre objectif qui consiste à comparer la consommation simulée d'électricité journalière pour chauffer le réservoir avec des données expérimentales. Elle sera citée dans la section 1.4.3.

1.4.2.3 Étude comparative des différents modèles du réservoir de stockage

En 2011, une étude comparative entre les différents modèles (Types) du réservoir a été menée par (Allard, Kummert, Bernier, & Moreau, 2011b). Les modèles sont au nombre de cinq : Type 4, Type 38 et Type 60 (disponible dans la bibliothèque standard de TRNSYS), Type 340 (distribué par Transsolar en Allemagne) et **Type 534** (disponible dans la bibliothèque de TESS). Après validation selon certains critères sur lesquels porte l'étude, le Type recommandé comme meilleur compromis parmi les cinq est le 534.

Les résultats de cette conclusion sont résumés dans les profils de la figure 1.11 et dans le tableau 1.4.

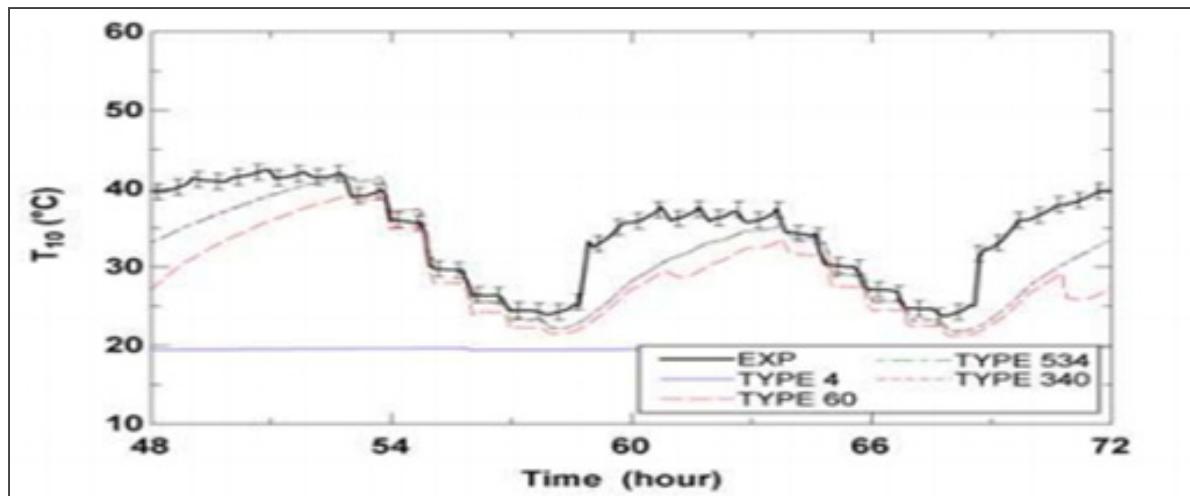


Figure 1.11 Température mesurée et simulée pour différentes zones (hauteurs)
du réservoir de stockage pour 450 L/jour
Adaptée de Allard et al. (2011b)

Tableau 1.4 Évaluation de la précision du modèle du réservoir de stockage en fonction
de critères clés dans la gestion de la charge
Adaptée de Allard et al. (2011b)

Criteria	TYPE 4	TYPE 60	TYPE 534	TYPE 340	TYPE 38
Supply temperature	✓	✗	✓	✓	○
Energy consumption	○	✗	✓	✓	○
Operation time	✓	✓	✓	✓	✗
Vertical temperature distribution	✗	✗	✗	✗	N/A

Le type 60 est celui qui donne moins de résultats satisfaisants. Par conséquent, les 340 et 534 répondent mieux aux critères. Par ailleurs, le Type 534 représente le meilleur compromis, car il est plus flexible en termes de nombres d'orifices d'entrée, de réchauffeurs auxiliaires, etc. Il est à noté qu'aucun des modèles testés n'a été en mesure de représenter correctement le profil de température vertical dans la zone de mélange, mais les modèles qui prennent en compte le dé-stratification offrent une meilleure approximation.

1.4.2.4 Efficacité de l'échangeur de chaleur placé du côté charge

En 1995, une étude sur un système de drainage non pressurisé avec échangeur de chaleur côté charge a été effectuée (T. R. Smith, 1998) à Colorado State University. Elle consiste à faire des calculs sur l'efficacité de l'échangeur de chaleur.

La méthode prédit trois modèles pour le coefficient de transfert à partir des corrélations pour les calculs analytiques, qui sont comparés aux données expérimentales. Des simulations TRNSYS ont été réalisées en utilisant l'efficacité moyenne de 0,78 dans ce cas.

Il a été constaté que les résultats simulés se comparent favorablement avec les résultats expérimentaux. Il a été conclu alors qu'une efficacité constante est un modèle adéquat pour le système.

La validation du modèle de l'échangeur de chaleur côté charge est importante selon le programme de la SRCC (Solar Ratings and Certification Corporation) utilisant des simulations Trnsys (Smith, Burns, & Hittle, 1998).

Les tirages d'eau chaude sont effectués, selon la norme ASHRAE 95-85 (1985). Toutes les données ont été réduites à des moyennes de 6 minutes, ce qui est bien dans la constante de temps des systèmes.

Tableau 1.5 Consommation d'électricité journalière simulée (kWh) et erreur relative (%)
Adaptée de (T. R. Smith, 1998)

Quantité	Mesuré	TRNSYS	% Erreur
Q_{utile} (MJ)	187	186	+0.3
Q_{draw}(MJ)	114	103	+9.6

1.4.2.5 Analyse de sensibilité appliquée au système drainback

En 1993, (Davidson et al., 1993), a conclu à travers une analyse de sensibilité appliquée sur une douzaine de paramètres liée au dispositif *Drainback*, que « les simulations informatiques soigneusement formulées peuvent fournir des résultats qui conviennent bien avec les données expérimentales ».

En effet, la différence entre les valeurs obtenues en laboratoire et celles simulées est en deçà de 5 %. La plus grande différence a été de 11 %. Ainsi le degré de précision des prédictions de la simulation a été de $\pm 10\%$. La simulation après validation peut être utilisée afin de fournir les informations de performance sur le marché.

Il est à noter que la variable indépendante est le meilleur outil utilisé pour évaluer l'efficacité de la simulation. La figure 1.12 résume les résultats de l'étude.

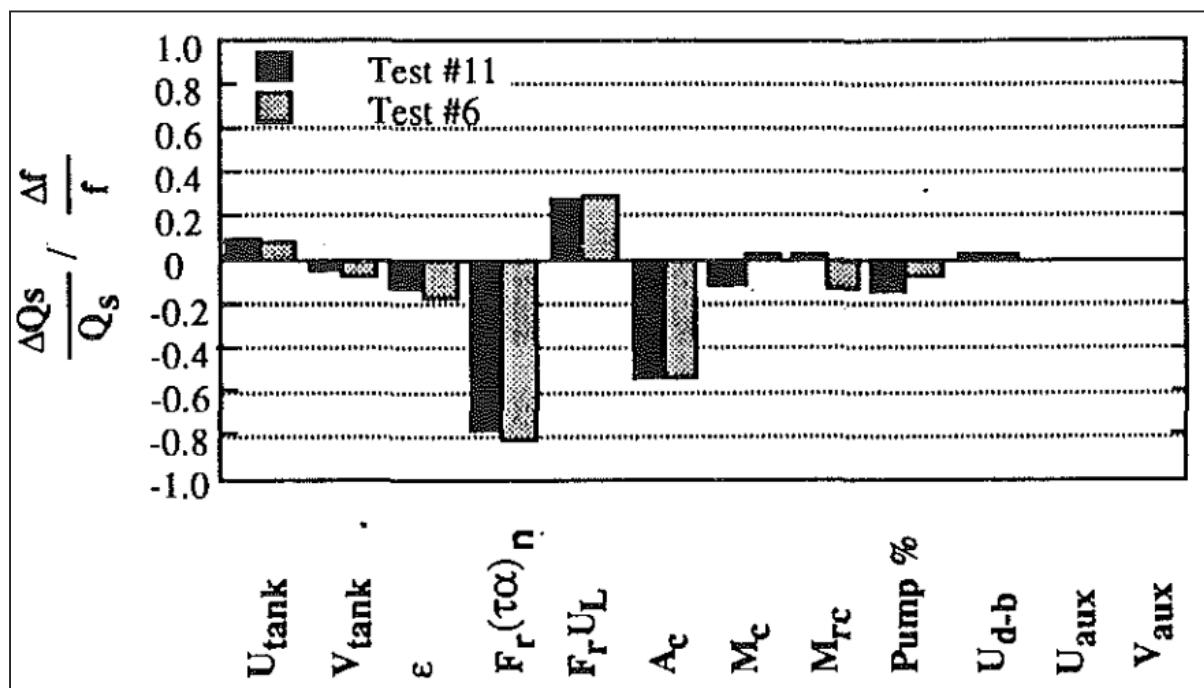


Figure 1.12 Analyse de sensibilité pour deux essais 6 et 11
Adaptée de Davidson et al. (1993)

1.4.2.6 Calcul de la fraction solaire appliquée pour différents systèmes de drainback

En 1980, Gomaz, a fait une étude comparative entre différents systèmes solaires dont trois étaient des *drainback*. Ces derniers ont des configurations différentes, un à retour avec stratification, le deuxième sans stratification et le troisième à thermosiphon avec stratification. Les trois systèmes ont été simulés pour une période de 5 mois s'étalant de novembre à mars dans une des régions sises aux États-Unis (Goumaz & Duffie, 1981). La validation est faite pour une période de 20 jours. La boucle du capteur solaire a été remplie d'un mélange d'éthylène glycol à 50 %.

Le tableau 1.6 illustre la validation pour le modèle du *drainback* à retour ouvert avec stratification, sans stratification et le *drainback* thermosiphon avec stratification.

Tableau 1.6 Fraction solaire pour la saison de chauffage
Adoptée de Goumaz et Duffie (1981)

System	Space Heating	Domestic Hot water	Total	Improvement
	Solar fraction	Solar fraction	Solar fraction	Percent
Drain-back, open return With	0,645	0,506	0,618	17,0
Drain-back, stratification	0,616	0,489	0,591	11,9
Open retour Without stratification				
Drain-back				
Siphon return With stratification	0,615	0,489	0,577	9,3

Les résultats donnés par le système *drainback* avec stratification sont plus satisfaisants. En effet, la fraction solaire est plus importante quant aux deux autres systèmes. On conclut que le chauffe-eau solaire vidangeable avec stratification est le plus efficace.

1.4.3 Calcul de la consommation électrique journalière simulée avec l'outil TRNSYS et comparée avec la valeur mesurée

En 2014, une étude comparative de la consommation d'électricité journalière d'un *drainback* a été réalisée en collaboration internationale avec la participation d'Hydro-Québec (Térache et al., 2014). La consommation d'électricité simulée est comparée à la consommation d'électricité mesurée est de $(24,90 \pm 0.13 \text{ kWh/jour})$. En remarque à partir du tableau 1.7 et 1.4 (page 60) que les résultats des simulations sont réalistes et cohérents par rapport à ceux mesurés. En effet, la simulation du bilan d'énergie global sur le système est correcte et l'erreur sur le bilan est de 0.6 % pour le scénario 10 avec un débit de 2000 kg/h, tableau 1.7 et 1.3. Le meilleur modèle adapté est donc le scénario 10 selon (Térache et al., 2014). Ainsi, le modèle 534 est un bon outil d'évaluation des consommations d'électricité de chauffage d'un réservoir d'eau chaude régulé en température.

Tableau 1.7 Consommation d'électricité journalière simulée (kWh) et erreur relative (%)
Adaptée de Térache et al. (2014)

Débit de mélange par inversion (kg/h)	Scénario 8	Scénario 9	Scénario 10
0	22,37 -10,2	24,50 -1,6	24,71 -0,8
1000	22,35 -10,2	n/a	24,76 -0,6
1500	22,51 -9,6	n/a	24,84 -0,2
1800	22,74 -8,7	n/a	24,97 0,3
2000	22,67 -9,0	24,71 -0,8	25,04 0,6
3000	23,1 -7,2	24,77 -0,5	25,34 1,8

1.4.4 Conclusion du chapitre

Ce chapitre décrit des études énergétiques et économiques effectuées dans le cadre d'utilisation des systèmes à retour vidangeable pour le chauffage de l'eau et met l'accent sur l'efficacité de l'outil de simulations Trnsys.

CHAPITRE 2

VALIDATION EXPÉRIMENTALE

2.1 Introduction

Ce chapitre consiste à élaborer une étude comparative à partir des données expérimentales d'un dispositif solaire. Ainsi, il complète un projet effectué sur un système de chauffe-eau solaire domestique, à vidange récupérée, installé sur le toit d'HélioLAB de l'ÉTS à Montréal.

Le modèle Trnsys est celui retenu pour valider le système déjà en place. Il est utilisé dans cette étude pour sa rapidité et la simplicité de son utilisation. Une telle modélisation fait appel aux caractéristiques des différents composants des organes du dispositif solaire utilisé et aux paramètres de la régulation. Le modèle isotropique décrit en annexe I est celui retenu dans cette étude pour le calcul de l'ensoleillement.

2.2 Présentation du logiciel Trnsys appliqué pour la validation

2.2.1 Concepts du Trnsys, origine et application

Le logiciel le plus répandu dans le traitement numérique des études liées aux chauffe-eau solaires est le Trnsys (TRAnsient SYstem Simulation progam). Il a été développé par le CSTB en 1975 (Allard, Kummert, Bernier, & Moreau, 2011a) de concert avec d'autres collaborateurs internationaux. Il est désormais devenu une référence mondiale du point de vue de la simulation dynamique des systèmes.

Il permet à l'utilisateur d'ajouter simplement dans un projet donné, ou à partir d'un gabarit de base des composants existants de la bibliothèque (TESS) et de bien les connecter aux autres composants avec lesquels ils interagissent pour former le système. Chaque composant utilise un ensemble de paramètres spécifiés basés sur des modèles mathématiques. Des entrées et des sorties sont également attribuées. Les paramètres d'entrées sont en interaction avec ceux

des autres composants pour produire les paramètres de sorties. Ces derniers sont envoyés à un fichier externe ou à un composant de traçage pour analyse. Il est à noter que durant le traitement du programme, l'utilisateur définit la période et le pas de temps à utiliser (Trnsys, 2006). Une fois ce pas de temps calculé, les entrées et sorties sont mises à jour et la simulation passe à l'étape suivante. Ce processus continu jusqu'à ce que la période définie soit atteinte (Sterling, 2011).

2.2.2 Les outils

De nombreux logiciels ont été améliorés de telle façon qu'ils peuvent être adaptés et couplés à Trnsys. À la base en trouve le logiciel Météonorm (figure 2.1). Indispensable comme logiciel, il permet à Trnsys de disposer des données climatiques fiables avec plus de 8000 stations (Environnement; Meteonorm) localisées dans le monde pour chaque heure et sur une année (valeurs moyennes ou extrêmes).



Figure 2.1 Interface de logiciel Météonorm.
Données techniques de la station et variation de rayonnement

2.2.3 Avantages de Trnsys

Les avantages qu'offre le logiciel Trnsys sont nombreux. En effet, il est efficace et il offre une facilité d'utilisation. Il s'agit d'un programme utilisé pour valider les concepts énergétiques depuis des systèmes individuels simples existant jusqu'aux systèmes complexes. Cela dit, Trnsys est basé sur une approche par schéma-bloc ou modulaire qui à la fois permet de décomposer des problèmes complexes en plusieurs problèmes moins complexes et de travailler dans un environnement ouvert, permettant de rajouter de nouveaux composants et concepts. D'autre part, Trnsys, comme logiciel modulaire, permet d'ajouter des modules écrits soit en Fortran, sous Matlab ou *Python*, ce qui laisse la possibilité d'améliorer le modèle.

Enfin, en comparaison avec d'autres logiciels numériques Trnsys est plus rapide dans les simulations.

2.2.4 Limites de TRNSYS

Pour un non-spécialiste du logiciel Trnsys, ce dernier présente sûrement des limites. En effet, après exécution de certaines tâches, certains des résultats obtenus présentent des manquements et suscitent des interrogations. Ce qui demande une vérification et une révision dans la façon d'utiliser les équations et de traiter les données. Une programmation au moyen de *Matlab* ou autre est nécessaire pour valider et porter des corrections.

Ceci dit, on ne connaît pas ce qui se trouve derrière l'interface ou à l'arrière plan de ce logiciel. Il y a aussi la complexité de cet outil, car au-delà de certains niveaux et de tâches exécutées l'utilisateur peut perdre quelques séquences du fonctionnement de ce logiciel.

2.3 Application du modèle retenu

2.3.1 Schématisation du modèle du chauffe-eau solaire à retour par gravité

L'ensemble des composants constitutants le système du chauffage solaire est présenté dans le montage de la figure 2.2. Il est à noté que ce système fait partie du modèle (*All In One*), tel qu'identifié en couleur jaune. La cuve de vidange est incluse dans le ballon de stockage ainsi que les autres accessoires. Pour plus de détails, voir les figures 3 et 4 de l'Annexe II.

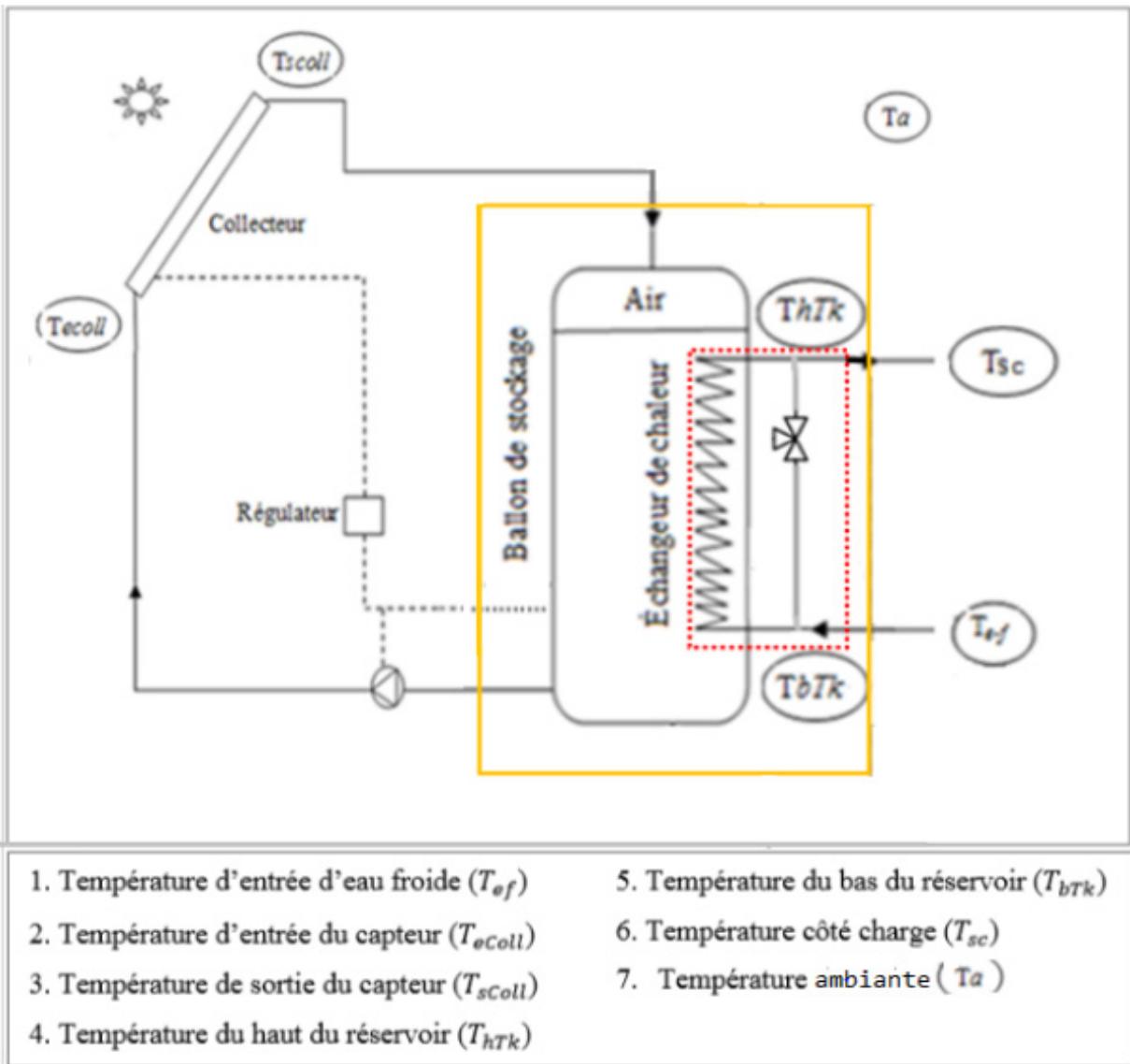


Figure 2.2 Illustration du système du chauffe-eau solaire autovidangeable (*Drainback*)

Il existe deux circuits, le circuit primaire solaire et le circuit secondaire solaire. Le circuit solaire primaire est composé de :

- Capteurs thermiques exposés au sud et inclinés de 60° ;
- Réservoir de stockage, qui est lui-même le drainage ;
- Pompe (Circulateur) ;
- Tuyauterie de raccordement dont la pente par rapport au capteur est entre 3 à 5 degrés.
- Soupape de détente.

Le circuit solaire secondaire, tel qu'identifié par des pointillées rouge, est composé de :

- Échangeur de chaleur du côté de la charge ;
- Mitigeur thermostatique.

Un système de contrôle (régulateur) est nécessaire pour assurer le fonctionnement du drainback.

Les collecteurs sont influencés par l'environnement extérieur, en température et rayonnement solaire. Tandis que le réservoir de stockage est influencé par la température ambiante intérieure du local (laboratoire).

Des fiches techniques sur les collecteurs et le réservoir fournies par le fabricant sont données en Annexe II. Elles montrent tous les détails de l'installation, voire des schémas, des photos et les différents paramètres. Certaines de ces grandeurs sont utilisées dans le modèle.

Les capteurs solaires plans sont installés, en série, sur le toit du laboratoire de l'ÉTS. Ils sont au nombre de deux, orientés vers le sud et inclinés de 60 degrés figure 2.4. Quant au ballon de stockage, il est installé dans l'environnement intérieur du laboratoire, voir figure 2.5. La référence constructive des capteurs et du réservoir est présentée en (Annexe II et III.1)



Figure 2.3 Capteurs solaires thermiques du système autovidangeable installés sur le toit dans HélioLAB de l’ÉTS.

Adaptée de Dakhli (2014)



Figure 2.4 Réservoir du système autovidangeable installé dans l’HélioLAB de l’ÉTS

Adaptée de Dakhli (2014)

2.3.2 Données nécessaires pour le projet

Cette section présente les différentes données nécessaires à la modélisation du chauffe-eau solaire Drainback. Des fiches techniques avec plus de détails sont fournies par le fabricant et données en annexe II suivie d'un récapitulatif en annexe III. Le tableau 2.1 illustre certaines informations constructives sur le réservoir de stockage.

Tableau 2.1 Données correspondantes aux réservoirs de stockage

Réservoir de stockage	
Modèle	
Capacité de stockage (L)	300
Pression maximale de service	2,06
Eau chaude sanitaire (bar)	
Hauteur (m)	1,829
Diamètre (m)	0,591

Le tableau 2.2 présente quelques données liées aux capteurs, tels la superficie et le fluide du capteur solaire (contenance du capteur).

Tableau 2.2 Données nécessaires pour les capteurs solaires

Capteur	
Modèle	
Surface d'un capteur (m ²)	2,15
Nombre de capteurs	2
Coefficients liés au rendement (a ₀ , a ₁ , a ₂)	0,692 ; 2,878 ; 0,024
Coefficients (b ₀ , b ₁)*	0,061 ; 0,074
Hauteur (m)	0,095

* Calculé au moyen du programme *Python*

Le tableau 2.3 rassemble les autres accessoires, dont la pompe, le régulateur différentiel (contrôleur), l'échangeur de chaleur et le mitigeur électrostatique.

Tableau 2.3 Données nécessaires pour l'échangeur de chaleur et autres accessoires

La pompe	
Modèle	
Puissance (HP)	1/8
Débit (L/min)	5 à 30
Perte de charge en (m)	9
Le contrôleur	
Modèle	Sorel TDC 4
Connexion	Deux sondes RTD
Échangeur de chaleur	
Matériaux	Acier inoxydable SSU316
Longueur (m)	38
Diamètre (m)	2,54
Surface d'échangeur (m ²)	3,03
Mitigeur électrostatique	
Modèle	Série 2251 de Caleffi
Température en position min (°C)	27
Température en position min (°C)	67

Le fluide caloporteur contenu dans les capteurs est l'eau.

2.4 Validation du système

Après la collecte de données nécessaires à la modélisation et validation du système, il est primordial de choisir les bons composants parmi les différentes bibliothèques disponibles dans l'environnement du logiciel retenu. Certains modules présents ici ne sont que secondaires et ne seront pas expliqués en détail. Toutefois, il existe une rubrique *Trnsys Help* du logiciel où chaque module est décrit sous forme de document PDF.

Après un traitement de données, un programme informatique avec *Python* a été écrit afin de transposer les données climatiques obtenues dans le logiciel Trnsys. Ce dernier a été créé à partir du gabarit de base auquel des améliorations et modifications ont été apportées au fur et à mesure afin d'arriver au modèle désiré. À partir des fiches techniques inscrites dans les annexes 2 et 3, des paramètres ont été injectés dans le modèle. Certains ont été introduits directement et d'autres sont calculés au préalable avec le programme *Python*. Pour faciliter l'exécution du programme Trnsys, un pas de 6 minutes a été choisi au lieu de 10 secondes.

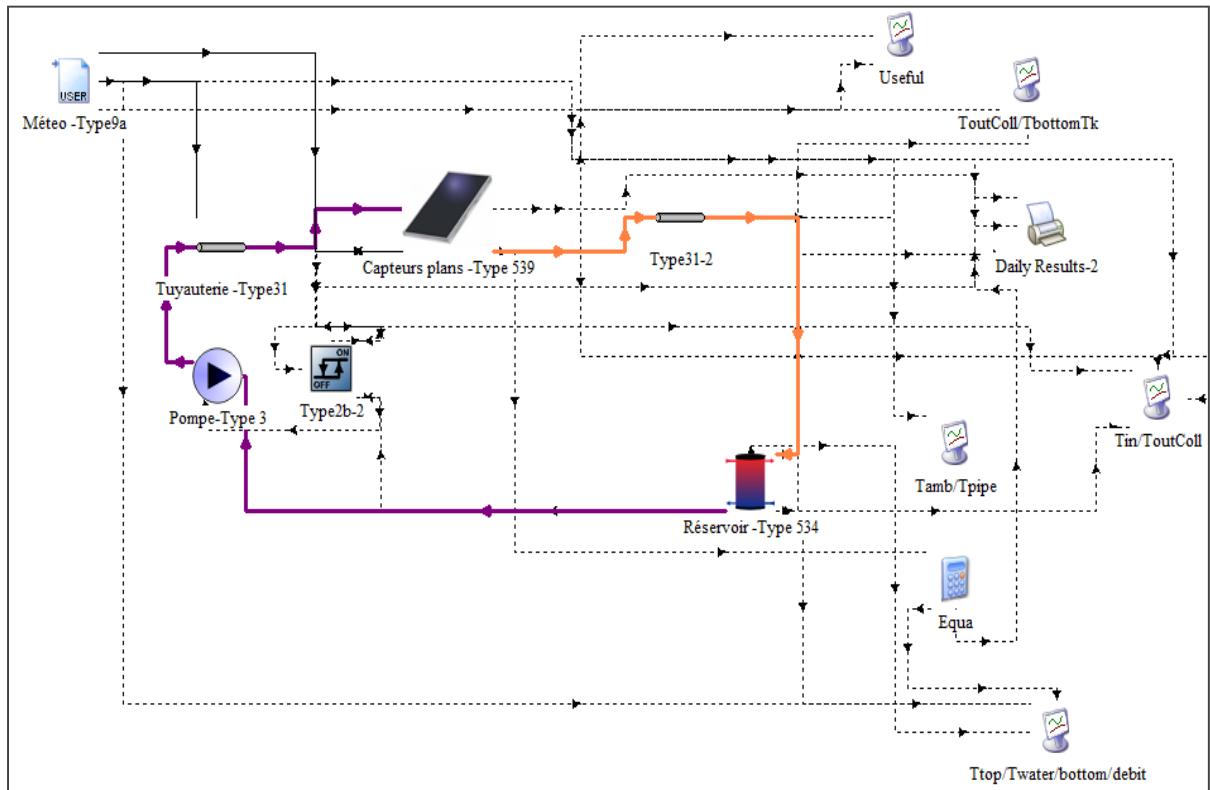


Figure 2.5 Schéma Trnsys du *Drainback* utilisé pour la validation expérimentale
(Système SDHW modifié)
Élaboré à partir du gabarit de base (système SDHW original)

Description de quelques éléments constitutifs au système :

- Lecteur de données climatiques, Type 9a : Ce module permet d'intégrer les données météorologiques expérimentales et de les transposer selon le programme établi avec

Python. Il permet d'évaluer les fluctuations d'énergie récupérée dues aux variations de température qui impactent directement les capteurs solaires.

- Capteurs plans vitrés, Type 539 : Ce type modélise les performances thermiques d'un capteur vitré à plaque plane. Ces capteurs sont connectés, par de la tuyauterie de Type 31, au module climatique d'un côté et d'un autre au module du réservoir décrit ci-dessous.

$$Q_{uColl} = \dot{m}_{Coll}/60 \times C_{pw} \times (T_{outColl} - T_{inColl}) \quad (2.1)$$

Q_{uColl} Présente la puissance délivrée par les capteurs en Watts. \dot{m}_{Coll} est le débit d'eau circulant dans les capteurs en (kg/min). $T_{outColl}$ et T_{inColl} sont respectivement les températures de sortie et d'entrée des capteurs.

- Réservoir de stockage, Type 534 : C'est un module important, il permet de modéliser le réservoir de stockage à fluide stratifié. Il est composé d'échangeurs de chaleur côté charge. Il est connecté avec les capteurs, la pompe et le contrôleur.
- Un ensemble d'autres éléments : Ces éléments, tels que la tuyauterie de Type 31, la pompe avec le module de Type 3b et le régulateur différentiel (contrôleur) de Type 2b, sont également connectés aux capteurs et au réservoir d'eau au cours des journées. Ainsi, ont été analysées différentes informations concernant la consommation d'eau chaude sanitaire pour un certain nombre de personnes, pour une présence hebdomadaire normale (travail en journée et repos le week-end).
- Des traceurs graphiques (*graphical plotters*) de Types 65 : Des connexions entre les modules et les différents plots ont été effectués afin d'illustrer les graphiques pour le besoin de validation.

- Des imprimantes (*printers*) de Type 25 : Ils sont également connectés aux différents modules pour récupérer les informations nécessaires à l'étude.
- Un intégrateur (*integrators*) de Type 24 : Il sert à intégrer les équations de différents modules. Il est relié à l'imprimante pour la collecte de données.

En plus des différents modules cités ci-dessus, on trouve également une calculatrice qui sert à incorporer les équations indispensables à l'étude.

2.5 Résultats de la validation du système

Les valeurs expérimentales collectées de la précédente étude ont été mesurées pour chaque pas de 10 secondes et, pour la rapidité d'exécution du programme de *Python* et de *Trnsys*, le pas a été pris à 6 minutes. Ce qui est bien dans la constante de temps des systèmes (T. R. Smith, 1998). Le travail a été élaboré sur deux jours du mois de février, soit le 26 et le 27.

La figure 2.6 présente deux graphiques de la radiation solaire : un graphique expérimental et un autre calculé au moyen du programme *Python* et selon le modèle isotropique.

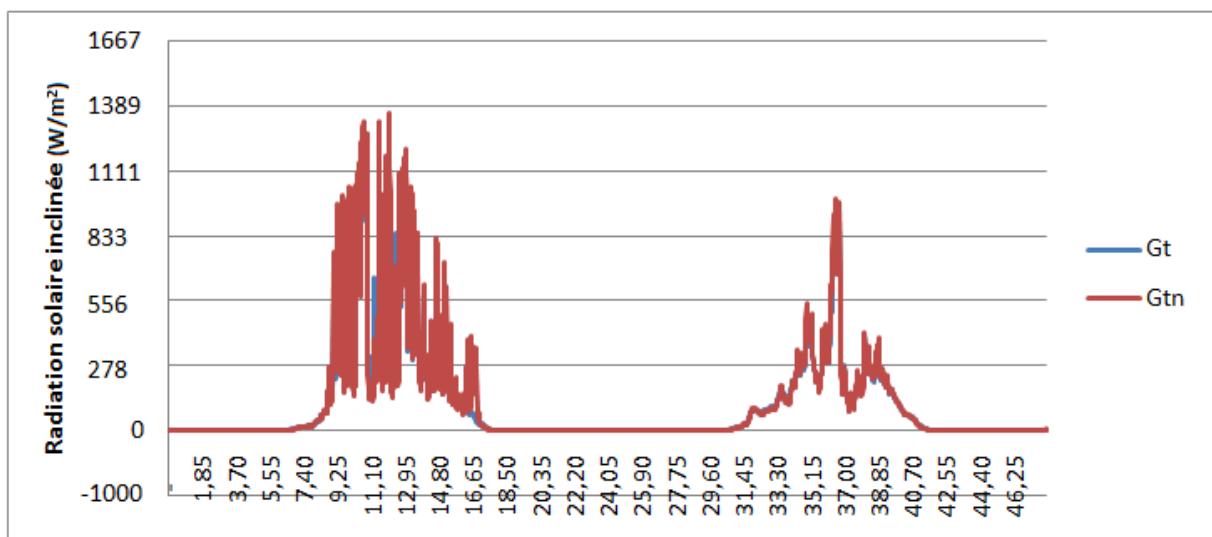


Figure 2.6 Études comparatives de la radiation solaire incidente expérimentale et celle calculée avec le modèle isotropique au moyen de *Python*

Les deux profils correspondant aux variations des radiations solaires incidentes mesurées et calculées en utilisant le modèle isotropique sont pratiquement semblables. La concordance des résultats obtenus atteste du choix du modèle isotropique.

Les profils présentés dans les figures 2.7 à 2.13 ont été calculés au moyen du logiciel Trnsys. Les valeurs météorologiques ont été introduites dans le module détecteur de données de Trnsys à partir des données mesurées et de celles calculées avec le modèle isotropique au moyen du programme *Python*. Les capteurs sont orientés au sud et inclinés de 60 degrés. Le réservoir de stockage est stratifié et donc divisé en nombre de nœuds.

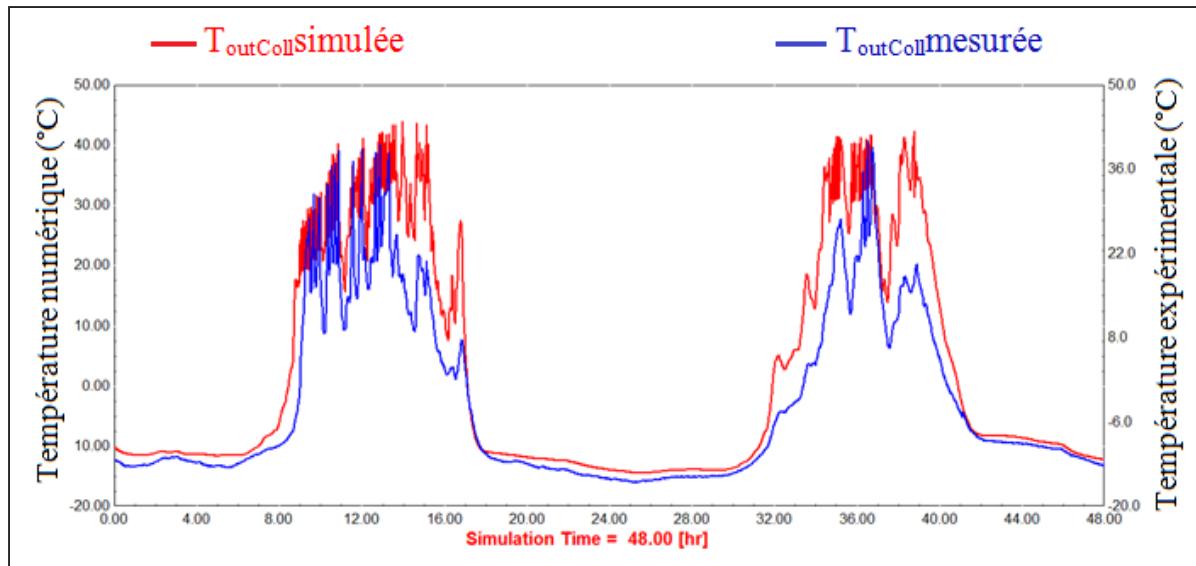


Figure 2.7 Validation des températures de sortie des capteurs mesurées et calculées au moyen de Trnsys pour deux journées successives, le 26 et 27, du mois de février

Cette figure montre que, pour la journée du 26 février, les résultats simulés concordent bien avec les résultats expérimentaux. Toutefois, un petit décalage est observé entre 13h et 16h. La température de sortie à cette journée atteigne 40 degrés. Pour la deuxième journée, les valeurs expérimentales calquent sur les valeurs simulées entre 12h et 14h, cependant un petit décalage est observé en dehors de cette plage horaire. Sinon, les deux profils se suivent et la validation est acceptable pour ces deux journées.

La figure 2.8 illustre une comparaison entre les profils de températures mesurées et calculées au moyen du logiciel Trnsys à l'entrée des capteurs pour les journées du 26 et 27 février.

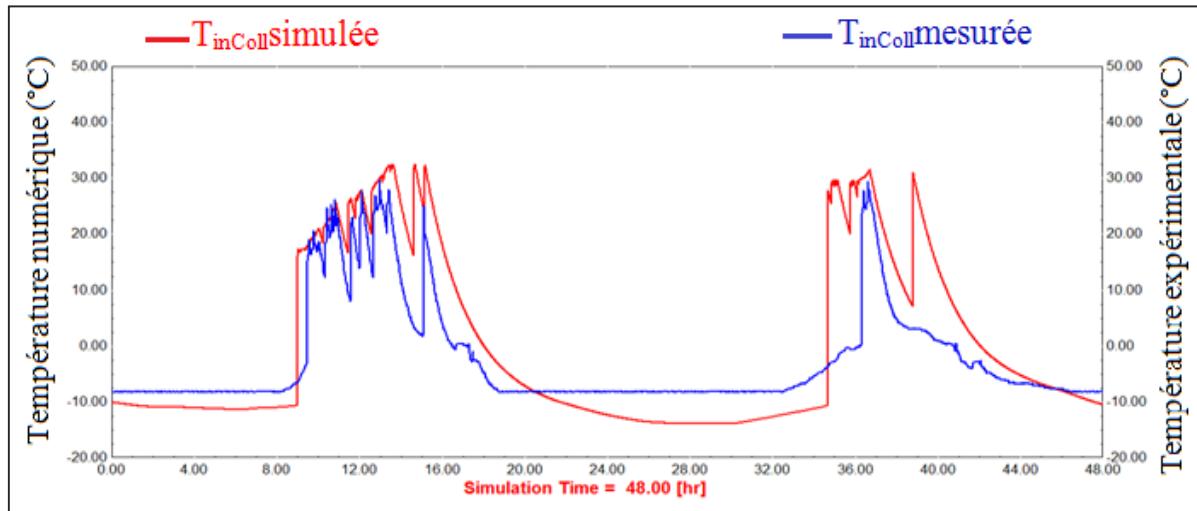


Figure 2.8 Profils de validation de températures d'entrée des capteurs mesurées et calculées au moyen de Trnsys pour deux journées successives du mois de février (26 et 27)

Pour la figure 2.9, la comparaison entre les températures mesurées et calculées est établie depuis le bas jusqu'au haut du réservoir de stockage pour deux journées du mois de février.

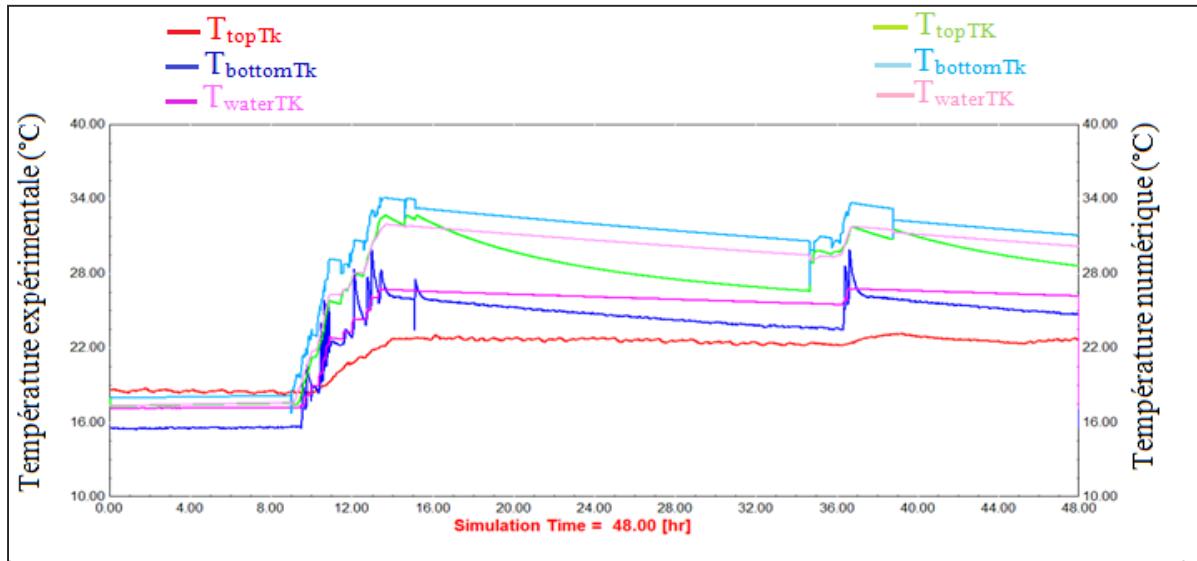


Figure 2.9 Profils de validation de températures mesurées et calculées au niveau du bas, du milieu et du haut du réservoir de stockage, pour les journées du 27 et 28 février

Concernant les débits d'eau utilisés, les valeurs expérimentales et numériques sont presque identiques pour le deuxième jour. Par contre, une très légère différence dans la première journée, mais avec un même profil. La valeur maximum atteint environ 23 L/min.

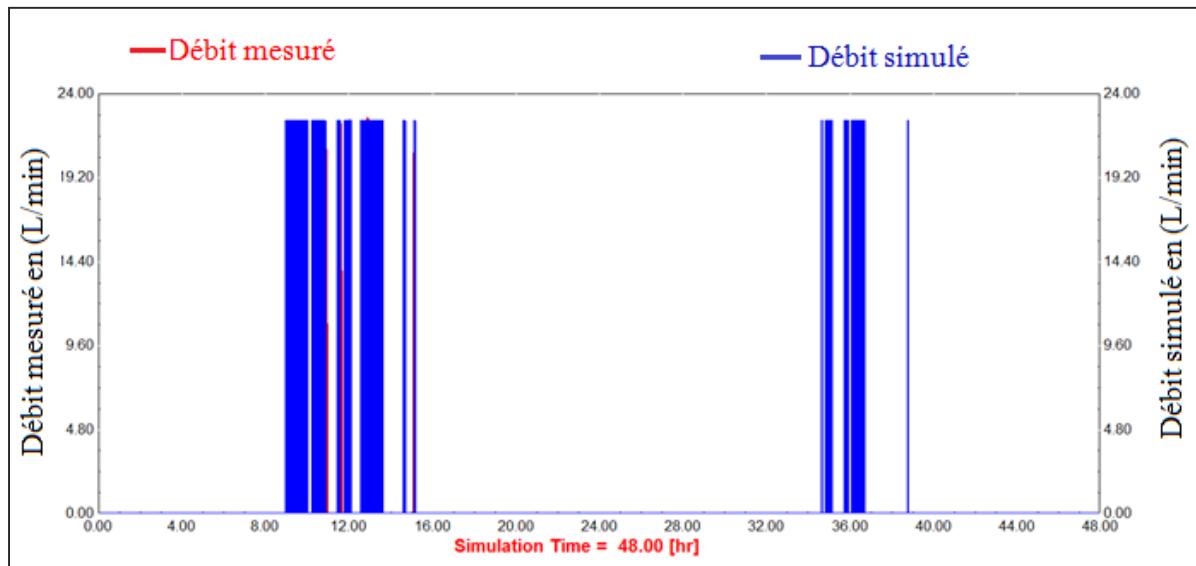


Figure 2.10 Profils de validation des débits d'eau mesurés et calculés pour deux journées successives du mois de février

Pour ce qui est de l'énergie utile délivrée par les capteurs donnés dans la figure 2.11 certaines valeurs simulées au moyen de Trnsys affichent des valeurs plus importantes comparées aux valeurs expérimentales, principalement au niveau de la première journée (26 février). Toutefois, les profils se suivent.

Les courbes de température expérimentale et celle simulée de la tuyauterie sont présentées dans la figure 2.12. Un petit décalage est observé entre les deux courbes, mais les profils des deux courbes se suivent.

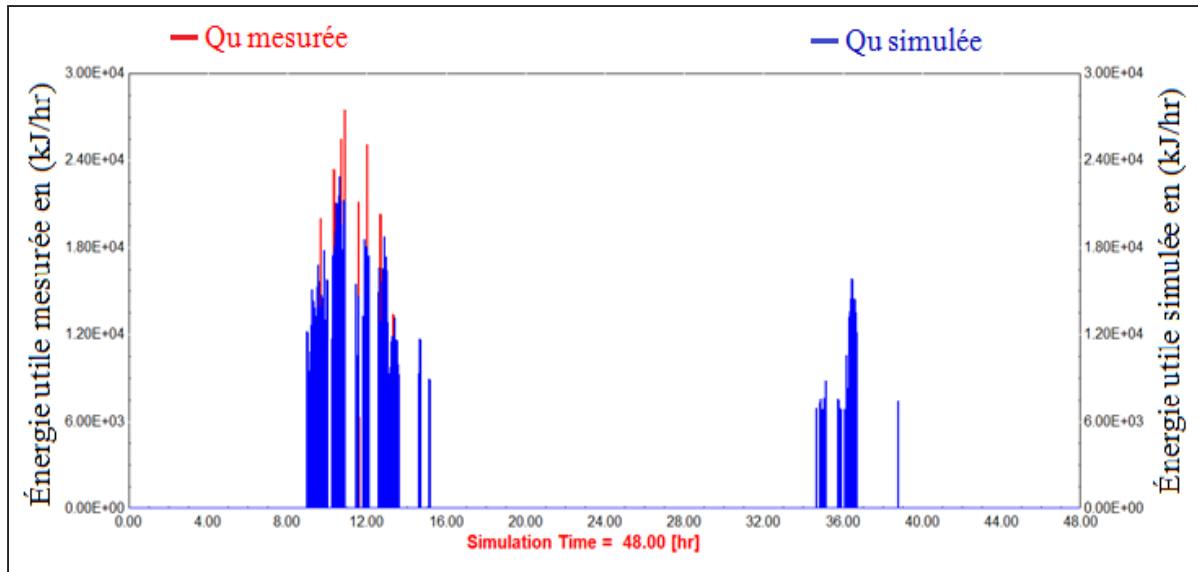


Figure 2.11 Profils de validation des énergies utiles mesurés et calculés pour deux journées successives, le 26 et 27, du mois de février

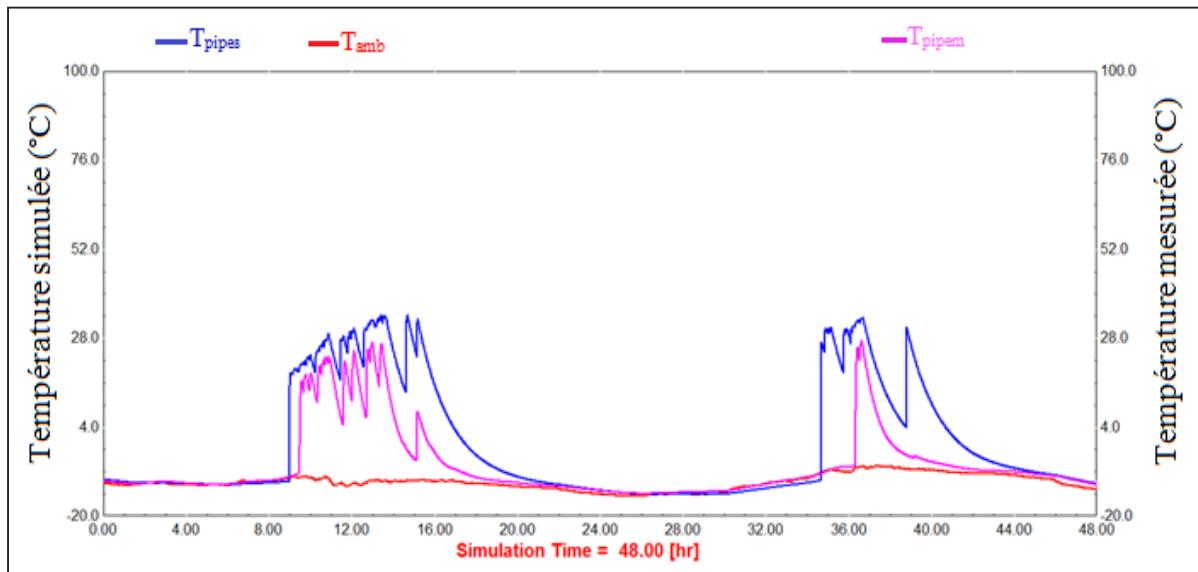


Figure 2.12 Profils de validation des températures de la tuyauterie d'eau mesurées et calculées pour les deux journées successives (26 et 27) du mois de février

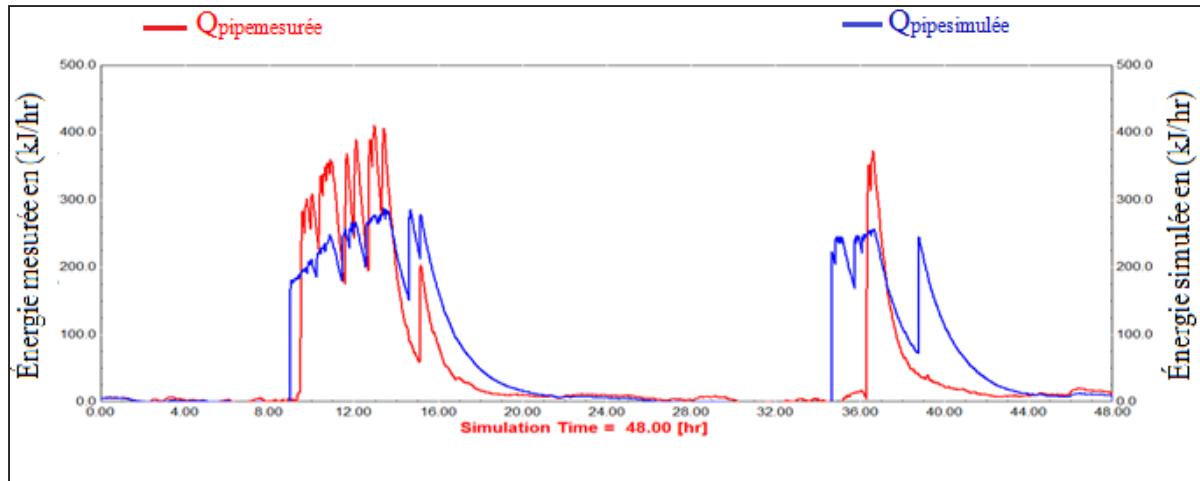


Figure 2.13 Profils de validation des pertes thermiques à travers la tuyauterie mesurées et calculées pour deux journées successives, le 26 et 27, du mois de février

Tableau 2.4 Validation des valeurs mesurées et calculées au moyen de TRNSYS

Le flux d'énergie	Énergie incidente sur les capteurs plans inclinés	Énergie récupérée par les capteurs	Énergie perdue par la tuyauterie
Unité	kJ	kJ	kJ
Mesurée	90038	20161,39	2395,99
TRNSYS	90038	25571,29	3065,00
TRNSYS/Mesurée	1	1,28	1,28
Mesurée/TRNSYS	1	0,79	0,78

2.6 Conclusion

Dans ce chapitre, il a été montré la validation expérimentale du système solaire à retour par gravité ainsi que la modélisation de ce dispositif. Les résultats de comparaison de la quantité d'énergie incidente sur les capteurs montrent que le modèle isotropique choisi pour le calcul de l'irradiation solaire est parfait et que le logiciel Trnsys retenu dans cette étude est fiable. Également, les quantités d'énergies expérimentales et calculées au niveau de chaque module du système sont satisfaisantes.

Toutefois, quelques graphiques des résultats expérimentaux et simulés montrent une légère différence, et ce bien que les profils de leurs courbes se suivent entre eux.

CHAPITRE 3

SIMULATION D'UN CAS RÉEL

3.1 Introduction

Après la validation, au moyen de Trnsys, du système autovidangeable, celui-ci sera simulé pour un chauffe-eau solaire domestique (CESD). Ainsi, pour procéder à la simulation du dispositif, un profil de consommation d'eau pour un ménage québécois a été élaboré et retranscrit dans le logiciel de simulation. Toutefois, une étude complémentaire pour une simulation combinée au chauffage sera traitée au Chapitre 4.

L'outil numérique permet d'établir la fraction solaire afin d'estimer la production en eau chaude du système installé et prédit son comportement et sa performance énergétique.

3.2 Profil de consommation d'eau chaude

Les valeurs du tirage et la consommation d'eau chaude pour un ménage québécois proposées par certains auteurs différents selon le mode de consommation et les équipements utilisés. Parmi les profils de consommation, on cite celui élaboré par ASHREA et Hydro-Québec (Gautier, 1996) et le profil dit de "Perlman" (Bouthillier & Bernier, 1995; Perlman & Mills, 1985; Prieur, 2013; Verstraete, 2013). Le premier répond au besoin d'une famille composée de deux adultes et deux enfants utilisant une laveuse et un lave-vaisselle pour 424 litres d'eau, le deuxième a été établi pour une consommation modérée de 276 litres et le troisième assure une consommation journalière de 240 L.

Dans cette étude, il est retenu le profil de "Perlman" (figure 3.1), puisque c'est le plus connu et répondu dans les études penchées sur le sujet. Ce profil de consommation d'eau chaude serait retranscrit dans le logiciel Trnsys pour la simulation. Toutefois, des ajustements de consignes et conseils de réduction de consommation seront traités selon le cas.

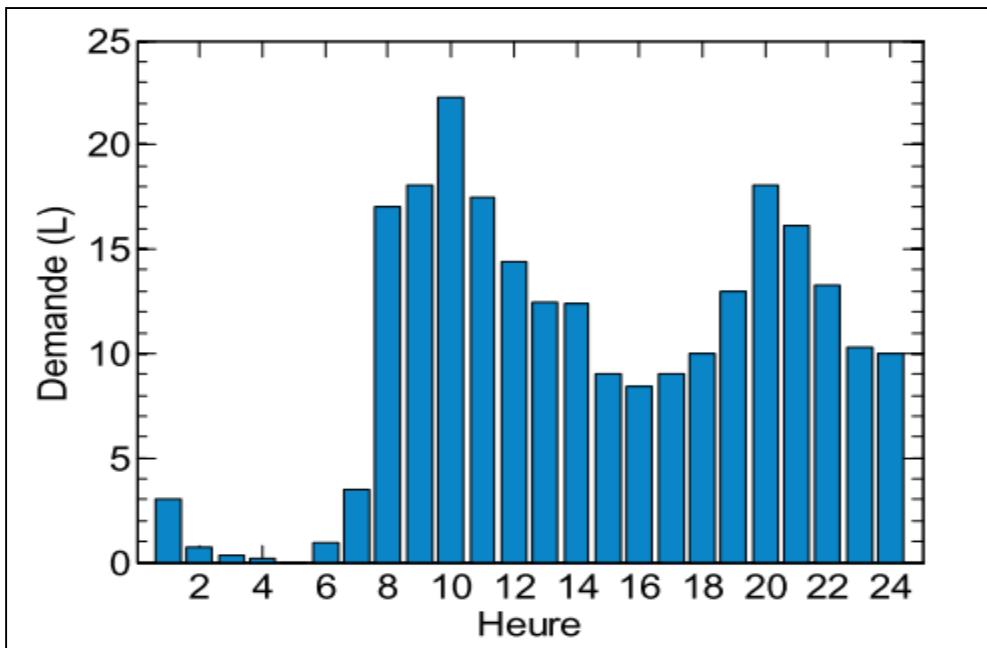


Figure 3.1 Profil de consommation d'eau chaude domestique
Adaptée de (Verstraete, 2013)

Dans l'étude numérique qui suit, la valeur de consommation de 240 L par jour reflétera un taux de renouvellement journalier du réservoir. Et, la mesure du volume total d'eau renouvelée pendant chaque pas de temps serait convertie en débit instantané et injecté dans le modèle de simulation.

3.3 Simulation pour la production d'eau chaude

Le système élaboré pour la simulation a été effectué à partir de celui prévu pour la validation basée sur le logiciel Trnsys. Le changement principal effectué est de remplacer le module correspondant aux données météorologiques mesuré par celui de meteonorm afin de se placer dans les conditions réelles possibles.

Le tirage d'eau chaude dans le réservoir basé par le profil de consommation d'eau résidentielle présenté ci-dessus est retranscrit dans le logiciel Trnsys grâce au Type 14b. Le profil est indiqué dans la figure 2.7 par un cercle rouge.

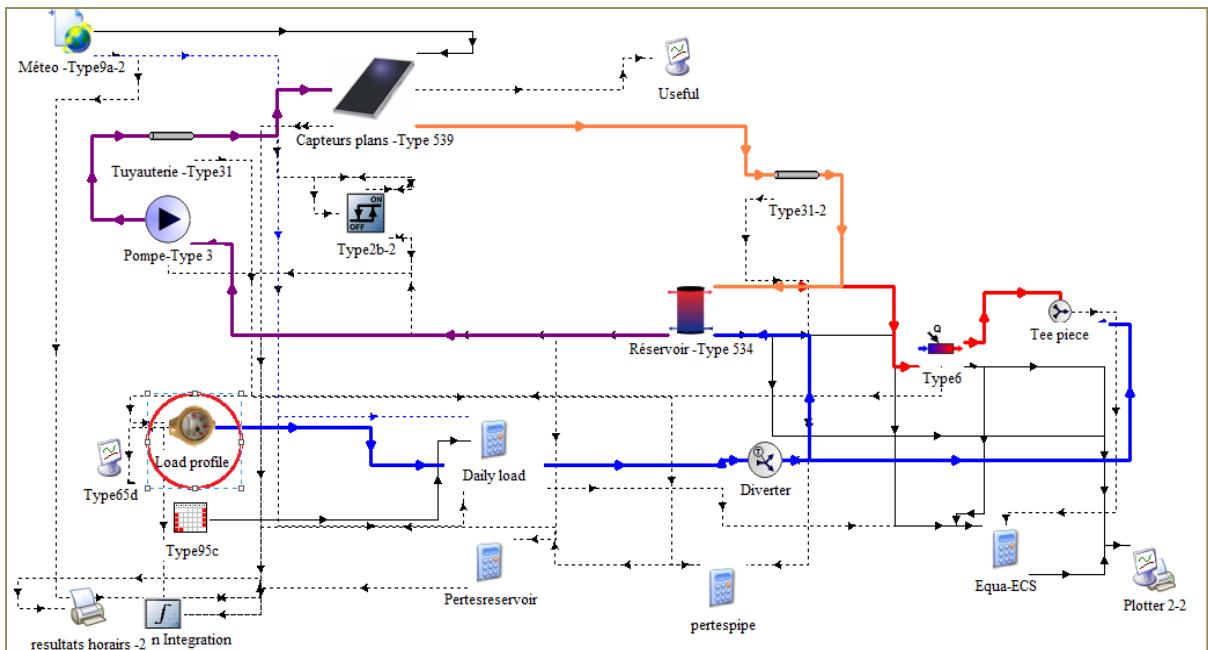


Figure 3.2 Schéma Trnsys du *Drainback*, système eau-chaude sanitaire
Élaboré à partir du système de SDHW modifié et validé

Le système est simulé pour une période de 24 heures et pour une période de 8760 heures afin d'observer les performances sur une année complète d'exploitation. Le pas de temps a été fixé à 0,25 heure dans la simulation afin d'assurer des résultats précis. Le réservoir de stockage de 300 litres d'eau était divisé en vingt nœuds égaux pour favoriser la stratification thermique. Quelques formulations mathématiques de base permettent de calculer les besoins en eau chaude seront injectés dans le logiciel grâce aux calculatrices intégrées dans l'interface du logiciel. Celles-ci en plus du modèle isotropique sont puisées en grande partie dans le livre de *Duffie et Beckman* (Duffie & Beckman, 2013).

Le Type 14 qui décrit ainsi la consommation moyenne de l'eau chaude par l'utilisateur est connecté à une calculatrice dont il est injecté la formule 3.1 qui permet de trouver le débit. Selon le cas, un agenda de Type 95c est intégré afin de prendre en considération les journées non consommées comme (vacances et week-end).

$$mdDHW = DHW_{profil} \times Holiday \times week_end \quad (3.1)$$

DHW_{profil} : présente le profil de la consommation d'eau chaude défini dans le type du module 14 et Holiday est intégré pour mieux gérer la charge avec un calculateur de vacance (*Holiday Calculator*) de Type 95. La température de l'eau froide T_{main} est fournie par le TYPE 9a (fichier météo). Celle-ci varie selon la localisation et le jour de l'année.

Un Diverter de TYPE 11 présente les températures de consigne. Celui-ci est relié au profil de TYPE 14 en passant par la calculatrice pour le calcul du débit. Il est également connecté à une autre calculatrice qui permet de calculer les besoins d'eau chaude dont la formule est comme suit.

$$Q = mdDHW \times Cp \times \Delta T \quad (3.2)$$

$$\Delta T = 45 - T_{Cold} \quad (3.3)$$

T_{Cold} : présente la température de la ville et 45 présente une température de consigne.

Comme le système est dépourvu de chauffage d'appoint, un auxiliaire de Type 6 est intégré au système. Il est placé entre le module de la vanne mélangeuse (*Tee pièce*) de Type 11 et le déviateur (*Diverter*) également de Type 11. Ce module est nécessaire pour combler les besoins manquants en hiver. Il présente un appoint électrique.

Dans le réservoir de stockage de Type 534, le fluide interagit avec celui se trouvant dans les échangeurs de chaleur par transfert de chaleur, avec l'environnement par les pertes thermiques (du haut, du bas et des bords) et jusqu'à deux flux qui passent dans et hors du réservoir de stockage. L'utilisateur contrôle le degré de stratification dans le réservoir à travers la spécification du nombre de « nœuds » qui sont au nombre de 20 dans le cas de cette étude. Chaque nœud à volume constant est supposé être isotherme et interagit thermiquement avec les nœuds au-dessus et en dessous par plusieurs mécanismes ; la conduction du fluide entre les nœuds, et par le mouvement du fluide, soit forcé à partir des courants d'écoulement d'entrée ou le mélange naturel de déstratification dû aux interactions de température dans le

réservoir. La chaleur auxiliaire peut être fournie à chaque nœud isotherme individuellement ; grâce à l'utilisation " if inputs " au modèle (www.tess-inc.com). Le modèle considère également les propriétés du fluide caloporeur. L'eau de la ville est celle utilisée dans le cas de cette recherche.

Dans cette simulation, un contrôle du système différentiel de Type 2b devait être mis en place pour s'assurer que la boucle solaire fonctionnait seulement quand il y avait suffisamment d'énergie pour être recueilli. Il assure la surveillance de la température de l'eau froide au fond du réservoir domestique ($T_{bas,rés}$) et la température de sortie du capteur solaire (T_{scoll}) pour déterminer s'il y avait de l'énergie à collecter. Si la température de l'eau à la sortie du collecteur était de 5°C ou supérieure à la température de l'eau au fond du réservoir, la pompe a été activée pour recueillir cette énergie solaire. Le système continuerait à fonctionner jusqu'à ce que cette différence de température tombe au-dessous de 2°C. Le contrôleur surveille également la température de l'eau au sommet du réservoir pour s'assurer qu'il ne soit pas trop chaud en utilisant une coupure à haute température de 90°C. Si cette température était atteinte pendant le fonctionnement, la pompe s'arrêterait pour que l'eau dans le réservoir domestique ne bouille pas.

3.4 Résultat de la simulation

Une série de simulations a été exécutée avec le profil de consommation d'eau chaude sanitaire retenu dans cette recherche. Parmi les résultats trouvés, il sera mis l'accent sur les différentes valeurs horaires et mensuelles des besoins en eau chaude ainsi que les fractions solaires et les rendements correspondants. Entre autres, une analyse de la protection contre le gel et la surchauffe sera traitée et illustrée à travers des profils de températures, de l'irradiation solaire et de débits.

3.4.1 Besoins en eau chaude et efficacité du système

Les besoins en eau chaude sont calculés au moyen d'un programme *python* utilisant les données trouvées avec l'imprimante de type 25 du logiciel Trnsys et par application du bilan

énergétique définissant les différents gains et pertes engendrées par le système. Ainsi, les valeurs horaires annuelles, pour une surface de capteurs de 4,3 m² et d'un volume du réservoir de 0,3 m³, sont données dans le tableau 3.1 et illustrées par la figure 3.3.

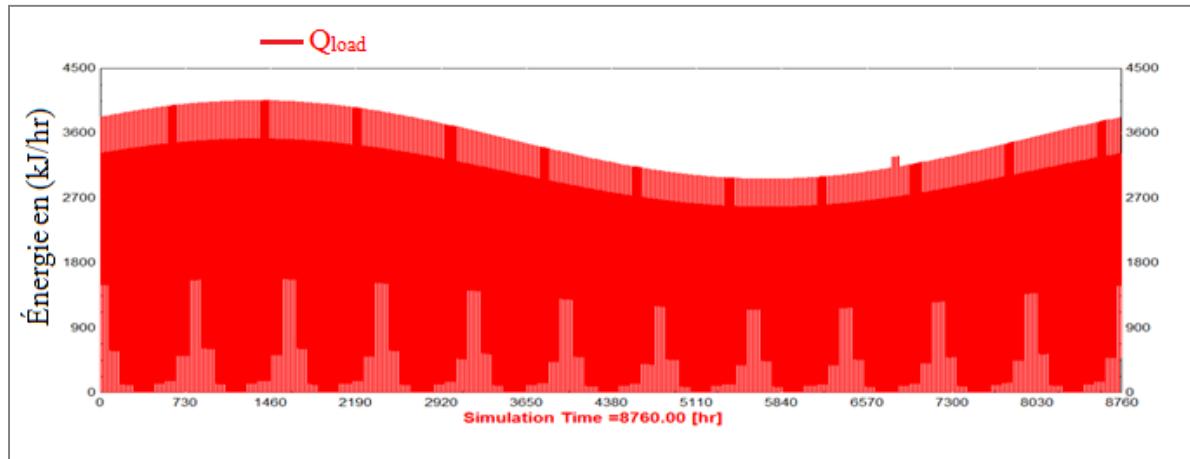


Figure 3.3 Charge horaire annuelle de l'eau chaude sanitaire par Trnsys

Tableau 3.1 Résultats des besoins mensuels en eau chaude, du taux de couverture solaire et du rendement. Le nombre raisonnable de capteurs serait de 2

Mois	Besoins d'eau chaude (kWh)	Taux de couverture solaire (%)	Rendement du système (%)
Janvier	368,99	58	52
Février	343,05	72	48
Mars	378,54	78	45
Avril	352,28	73	47
Mai	340,82	80	47
Juin	304,69	86	45
Juillet	293,30	90	44
Août	281,40	84	44
Septembre	274,63	86	42
Octobre	298,03	70	46
Novembre	310,60	43	58
Décembre	347,07	49	54

Les gains et pertes sont donnés par application du bilan énergétique et en usant des formules 3.4 au 3.6. Celles-ci sont retranscrites dans le logiciel de simulation et dans le programme *Python*.

$$Q_s + Q_{aux} + Q_{pp} = Q_{charge} + Q_{pertes} \quad (3.4)$$

D'où,

$$Q_{charge} = Q_s + Q_{aux} + Q_{pp} - Q_{pertes} \quad (3.5)$$

Avec,

$$Q_{pertes} = Q_{pertes,Tk} + Q_{pertes,tube} + Q_{pertes,capteurs} \quad (3.6)$$

Q_s : constitue l'énergie solaire incidente (Watts) ; Q_{aux} l'énergie provenant de l'auxiliaire (Watts) ; Q_{pp} énergie de la pompe (Watts) ; Q_{charge} la charge d'eau chaude (Watts) et Q_{pertes} les pertes dues au stockage et à la tuyauterie du système (Watts).

La fraction solaire F constitue une des étapes importantes dans cette étude. En effet, le paramètre du taux de recouvrement solaire est souvent utilisé comme critère de performance. Ce taux de couverture solaire représente le rapport entre l'énergie fournie par le système solaire sur l'énergie totale (Lamarche, 2017) et se calcul comme suit :

$$F = 1 - \frac{E_{aux}}{E_{charge,totale}} \quad (3.7)$$

Ou, encore

$$F = (E_{utile,coll} - E_{perdue,rés} - E_{emmagasinée,rés})/E_{charge} \quad (3.8)$$

Notant que, $E = \int Q dt$

Quant au paramètre du rendement global du système, celui-ci est décrit par l'équation (3.9). Il représente l'énergie nette produite par rapport à la totalité de l'énergie reçue par les capteurs solaires.

$$\eta_{global} = \frac{Charge}{Energie\ reçue} = \frac{E_{NET}}{E_T} \quad (3.9)$$

E_{NET} : constitue la contribution solaire à la charge ou la quantité d'énergie nette produite en joule ou en kWh. Et, E_T : décrit l'énergie ou la totalité d'énergie dans le cas du rendement global reçu par les collecteurs solaires exprimés en joule ou en kWh.

Après exécution du programme, les données des besoins en eau chaude sont lues à travers un diagramme dit de Sankey. Celui-ci tire son nom de l'Irlandais "Matthew H.P.R. Sankey" (Lachal, 2018). Il s'agit d'un outil accommodé pour représenter les différents flux d'une manière visuelle.

La figure 3.4 (gauche), illustre un exemple de diagramme de Sankey. Ainsi, dans ce cas de figure, le calcul du rendement global du système est prévu pour une période d'un an,

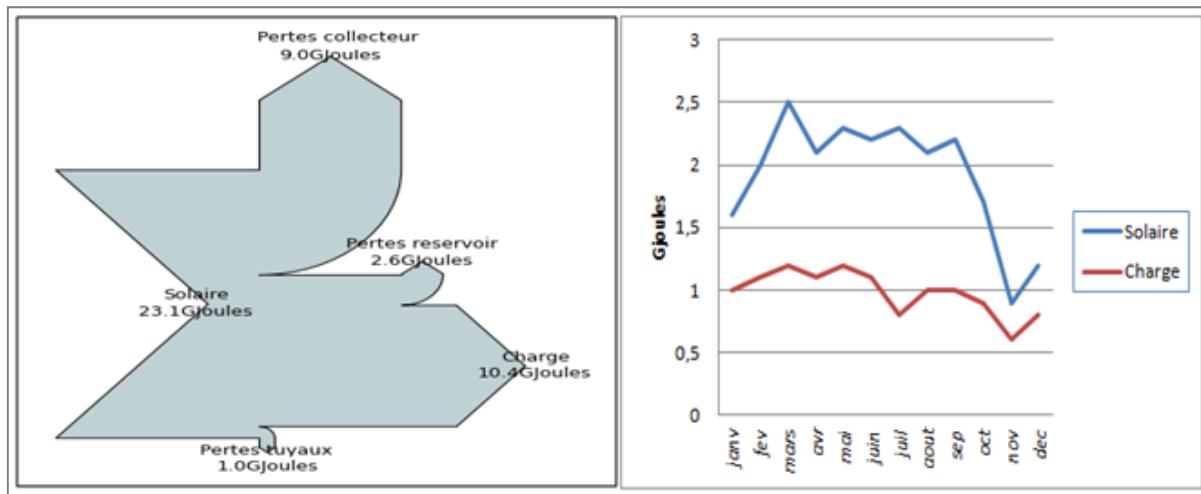


Figure 3.4 Charge annuelle d'eau chaude sanitaire illustrée par le diagramme de Sankey (gauche) et, à la figure (droite) la charge calculée pour les besoins mensuels

À partir de la formule 3.9 et de la figure 3.4, le rendement global du système affiche une valeur de 45 %. D'autre part, par application de la formule 3.8, la fraction solaire donne un pourcentage intéressant de 73 %. Ces taux sont calculés sur une base annuelle pour des besoins en eau chaude de 3893,52 kWh (14,02 GJ), soit un équivalent de 11 kWh/jour. De même, le diagramme de la figure 3.4 montre que la plus grande perte de chaleur du système provient des capteurs. Malgré ces pertes, le rendement des capteurs affiche un bon pourcentage de 61 %. Pour ce qui est des pertes dues au réservoir, celles-ci affichent un très faible pourcentage de 11 %. Ces pertes, même s'ils sont minimes, elles peuvent être récupérées et utiliser pour chauffer une partie du local où il est installé le réservoir. Enfin, la perte d'énergie à travers la tuyauterie est très insignifiante avec un pourcentage de 4 %.

Sur une base mensuelle, figure 3.5, les valeurs affichées varient selon les mois et les saisons. Pour le mois de janvier, la proportion d'énergie récoltée (fraction solaire) atteint 58 % pour des besoins de 368,99 kWh. Il s'agit d'une proportion intéressante pour le mois considéré comme le plus froid de l'année. La perte dans le réservoir n'est que de 5,8 % et celle de la tuyauterie est insignifiante de l'ordre de 2,7 %. Ainsi, le rendement du système affiche un taux de 52 % et celui des capteurs est de 61 %. Pour ce qui est du mois de février, la proportion d'énergie récoltée est de 72 % pour des besoins de 343,05 kWh (tableau 3.1). Les pertes sont minimes comme dans le cas de janvier. Le rendement du système pour ce mois est de 47% et celui du capteur affiche 57 %.

Il est indiqué, au tableau 3.1, que les fractions solaires du mois de novembre et décembre sont les moins faibles, en les comparants aux autres mois de la saison de chauffe d'une durée de 8 mois. Mais reste que ces taux dépassent le 40 % et le rendement dépasse 50 %.

Concernant les mois chauds de l'année (figure 3.6), un maximum de 90 % en énergie est récolté durant le mois de juillet pour un besoin de 293,30 kWh. Dans ce cas, le rendement ne dépasse pas les 44 %. Ce qui est normal pour une saison estivale. Il est de même pour le mois d'août.

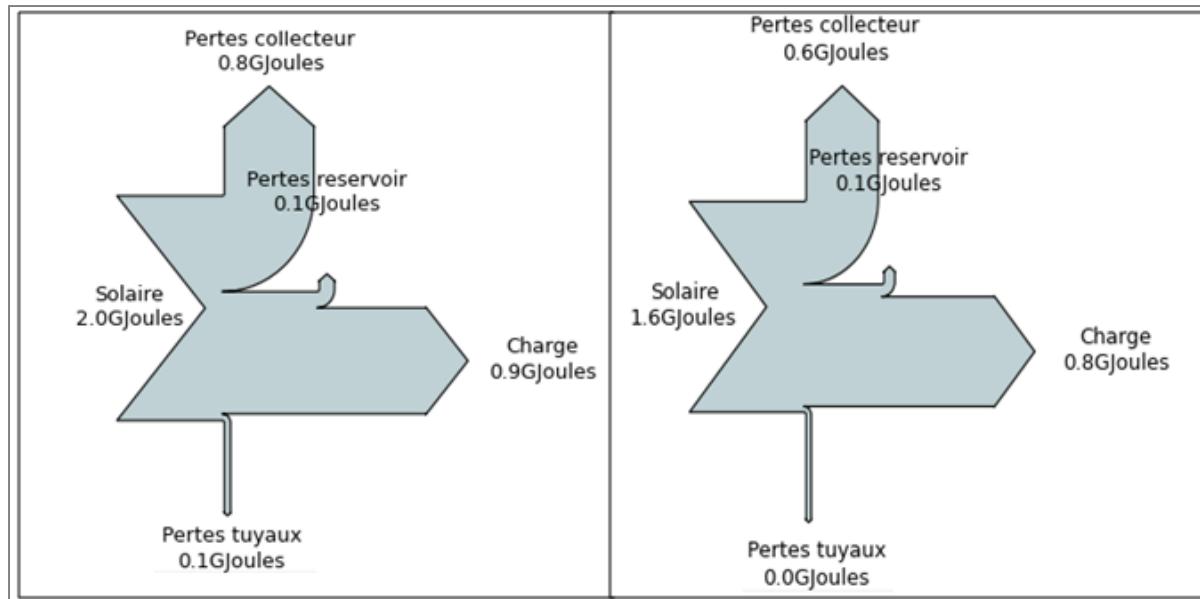


Figure 3.5 Charge mensuelle (saison de chauffe) d'eau chaude sanitaire.
Janvier (gauche) et (droite) février

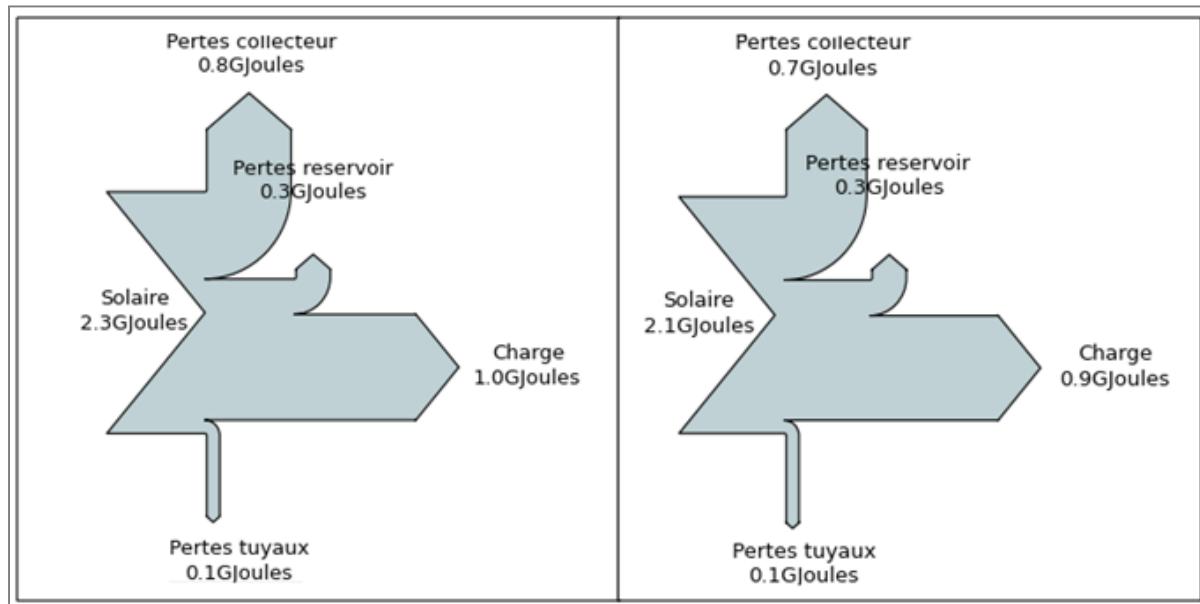


Figure 3.6 Charge mensuelle (saison estivale) d'eau chaude sanitaire.
Juillet (gauche) et (droite) août

Sur la base journalière (tableau 3.2), le rendement du système et la couverture solaire affichent des valeurs intéressantes sur l'ensemble des journées types du mois à l'exception de

la journée du 10 décembre dont les valeurs sont respectivement de 20 % et de 34 %. Les besoins en eau chaude pour cette journée sont de 11,07 kWh, mais seulement 2,25 kWh sont couverts par le soleil, le reste sera fourni par la chaudière auxiliaire.

Tableau 3.2 Résultats des besoins journaliers en eau chaude, du taux de couverture solaire et le rendement journalier

Mois	Journée type du mois	Besoins d'eau chaude (kWh) (délivrées de la quantité d'eau)	Besoins d'eau chaude (kWh)	Couverture solaire (%)	Rendement journalier du système (%)
Janvier	17	4,98	11,93	42	55
Février	16	8,73	12,27	71	59
Mars	16	9,6	12,26	78	64
Avril	15	9,28	11,79	79	65
Mai	15	8,34	11	76	74
Juin	11	7,92	10,28	77	73
Juillet	17	6,88	9,40	73	80
Août	16	4,87	9,03	54	88
Septembre	15	7,10	9,14	78	74
Octobre	15	5,91	9,56	62	81
Novembre	14	5,01	10,31	49	75
Décembre	10	2,25	11,04	20	34

Pour la journée type du mois de janvier, figure 3.7, l'énergie utile à la charge affiche 23,4 MJ sur 42,4 MJ venant de la source solaire. Ainsi le rendement du système est de 55 %. Quant à la proportion d'énergie récoltée, elle atteint 42 % pour couvrir des besoins en eau chaude d'une valeur de 11,93 kWh soit 42,99 MJ. Les pertes dans le capteur, le réservoir et la tuyauterie sont respectivement de 42 %, 1,9 %, et 1,2 %. Bien que les pertes dues aux capteurs soient importantes, mais le rendement affiche un taux de 58 %.

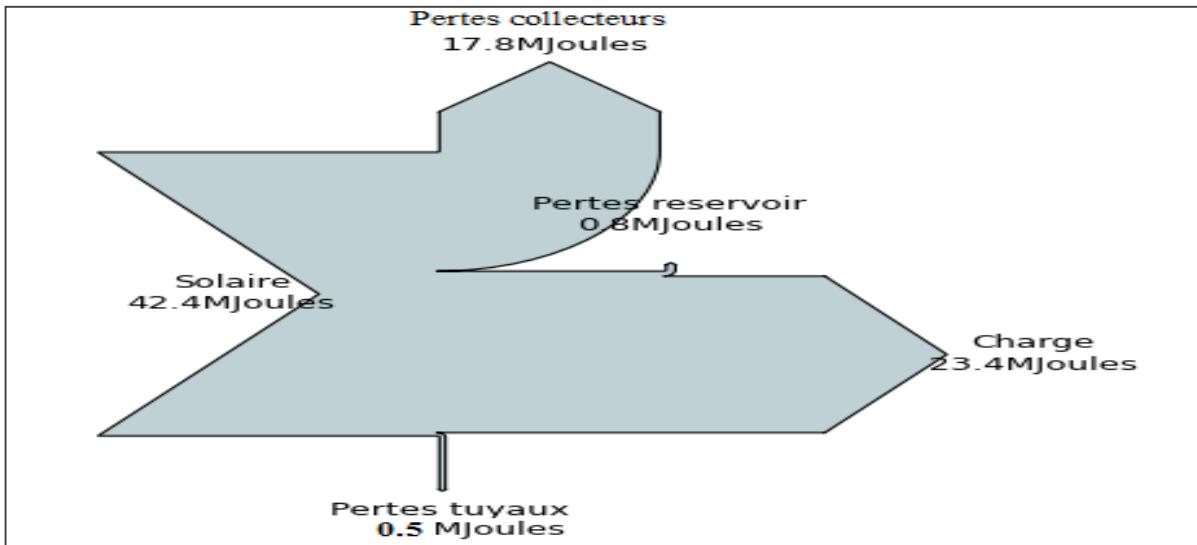


Figure 3.7 Diagramme de Sankey du bilan énergétique journalier, le 17 janvier 2020

Les différentes sources d'énergie sont illustrées dans la figure 3.8. Il s'agit, de l'énergie utile venant des capteurs avec une valeur de 24,61 MJ soit 6,81 kWh. De l'énergie utile venant du réservoir avec 23,57 MJ soit 6,55 kWh. À noter que ce réservoir emmagasiné, 4,87 MJ (soit 1,3 kWh). Enfin, de l'énergie auxiliaire dont la valeur affiche 25,01 MJ soit 6,95 kWh.

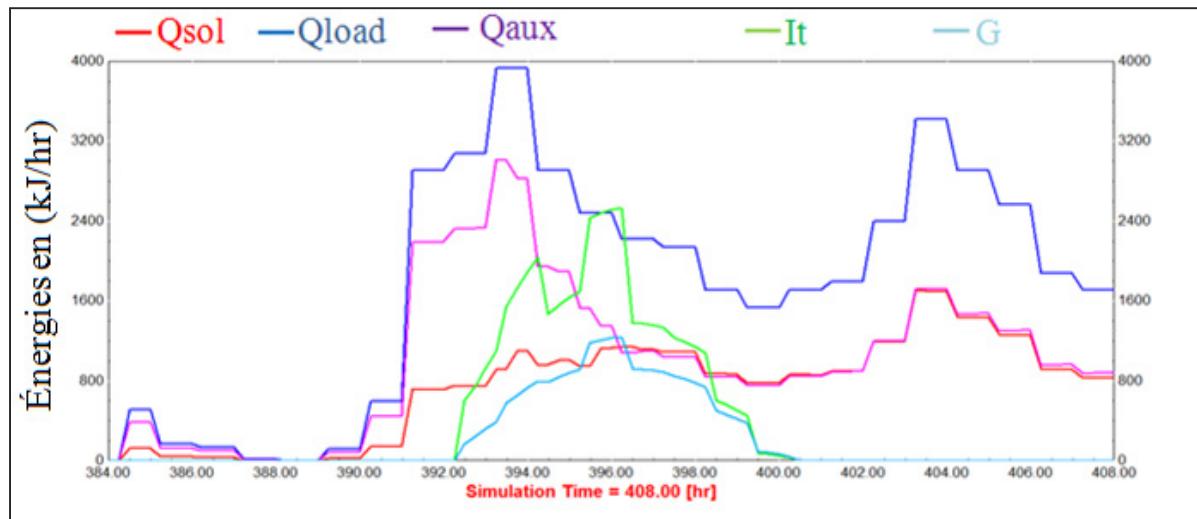


Figure 3.8 Profils des énergies de l'installation au niveau des capteurs, du réservoir et de l'auxiliaire et ceux provenant du soleil (Énergie incidente inclinée (I_t) avec celle horizontale (G) de la journée type (le 17) du mois de janvier

Pour une journée type du mois de février, figure 3.9, la proportion d'énergie dans le système est aussi intéressante puisqu'environ 89 % sont récoltées par la charge. Les proportions perdues par les capteurs et la tuyauterie sont respectivement de 0,04 % et 3 %. On déduit que la grande portion d'énergie stockée pendant la journée est récoltée par la charge (74,4 MJ).

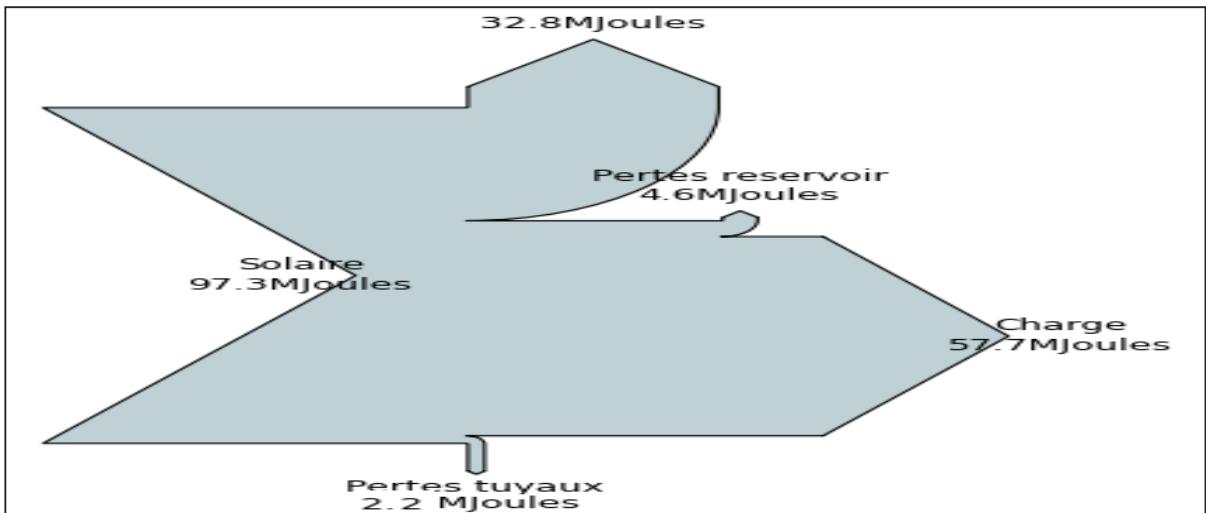


Figure 3.9 Diagramme du bilan énergétique journalier, le 16 février 2020

À la figure 3.10, la charge enregistrée pour une journée du mois de mars est importante par le fait que la proportion d'énergie par rapport à la source a atteint 90 %.

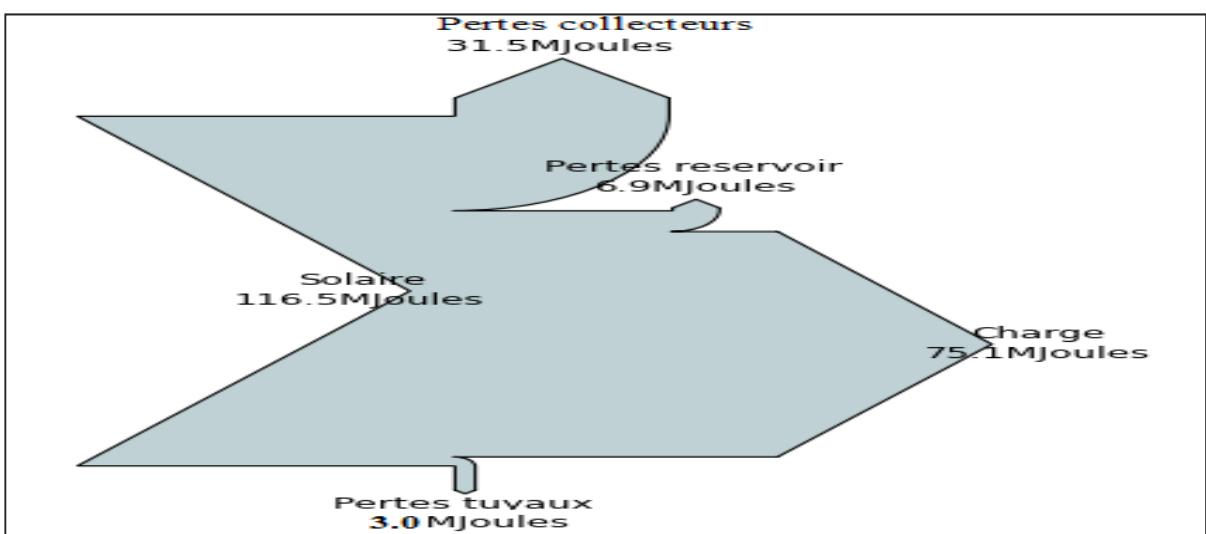


Figure 3.10 Diagramme Sankey du bilan énergétique journalier, le 16 mars 2020

Quant aux journées des mois ensoleillés (figures 3.11 et 3.12), la charge affiche 60,2 MJ pour la journée de juillet. Ainsi la part solaire pour cette journée est de 73 % avec un rendement de 80 %. Celle de la journée du mois le plus chaud de l'année (août) est de 46,3 MJ avec une part d'énergie de 54 % et un rendement qui atteint 88 %. Les résultats escomptés indiquent que l'auxiliaire n'est pas nécessaire et ceci est démontré dans les figures 3.13 et 3.14. Toutefois, l'excédent d'énergie peut être récupéré et utiliser sous une autre forme d'énergie.

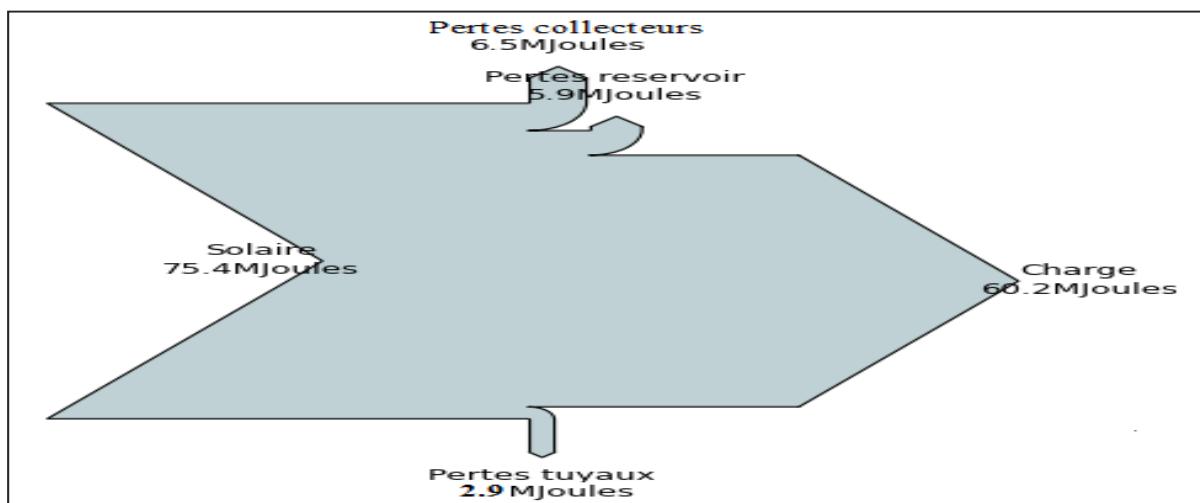


Figure 3.11 Diagramme de Sankey du bilan énergétique journalier, le 17 juillet 2020

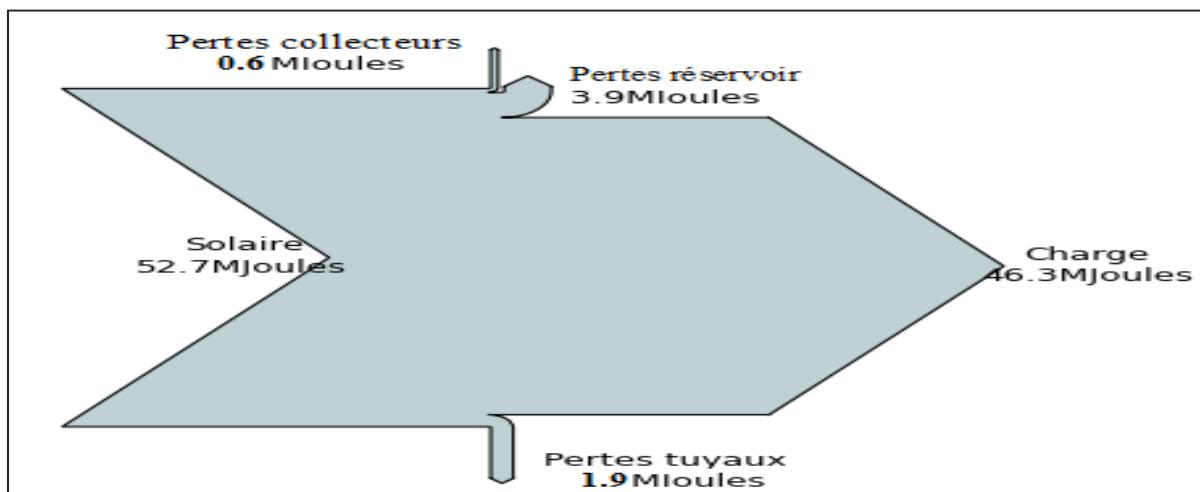


Figure 3.12 Diagramme de Sankey du bilan énergétique journalier, le 16 août 2020

Les figures 3.13 et 3.14, montrent clairement le profil des différentes sources d'énergie, dont l'énergie utile venant des capteurs, du réservoir et de l'auxiliaire.

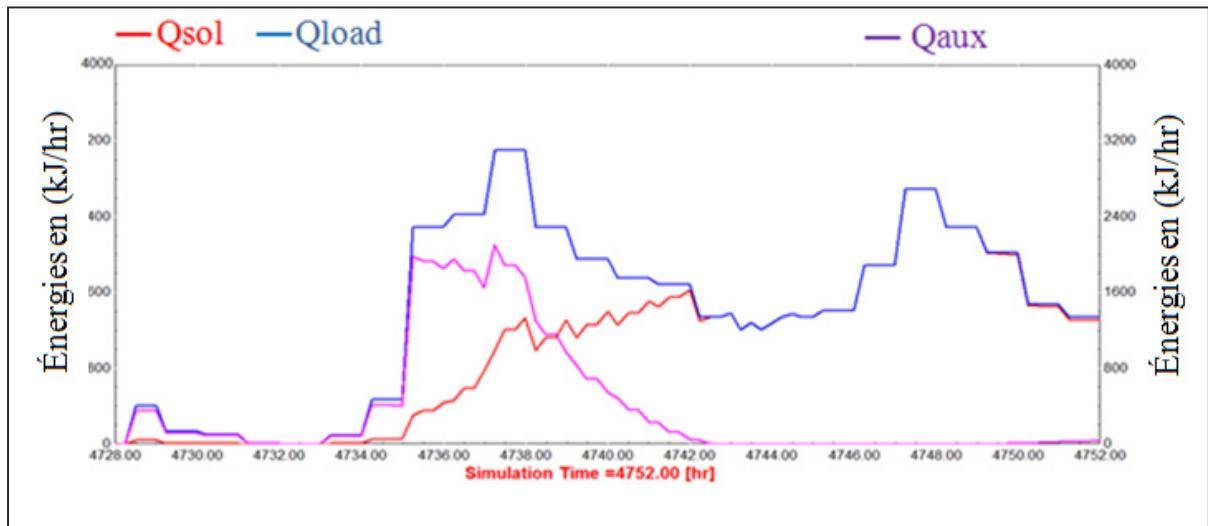


Figure 3.13 Profils des énergies utiles de l'installation au niveau des capteurs, du réservoir et de l'auxiliaire de la journée type (le 17) du mois de juillet

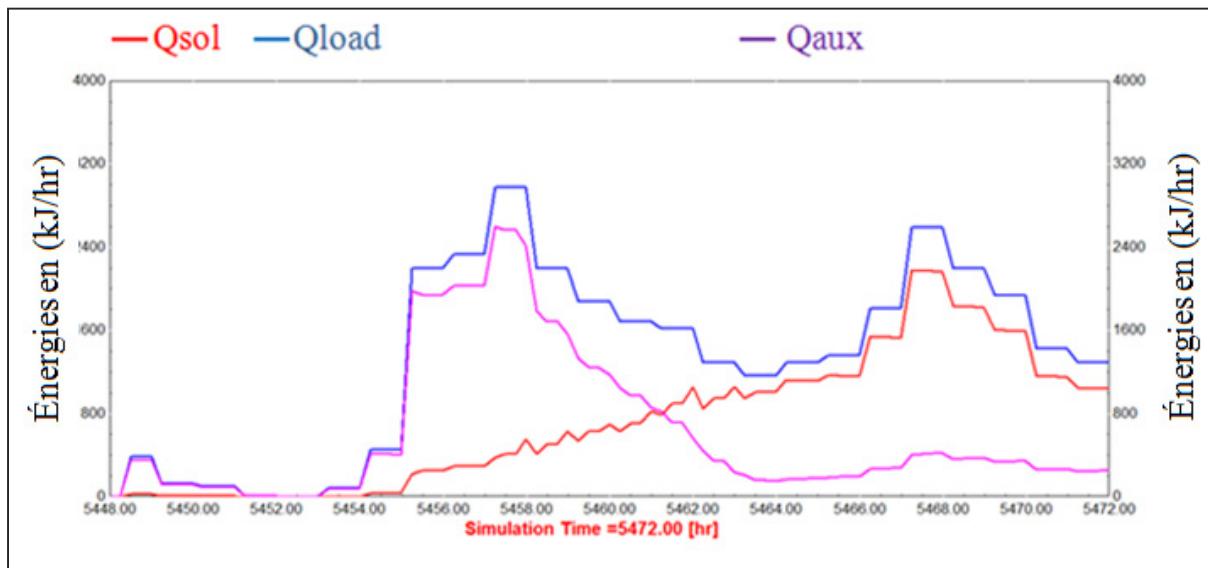


Figure 3.14 Profils des énergies utiles de l'installation au niveau des capteurs, du réservoir et de l'auxiliaire de la journée type (le 16) du mois d'août

3.4.2 Analyse contre le gel et la surchauffe

Le système à retour par gravité (aussi appelé *Drainback*) est conçu de façon à éviter le risque de gel en hiver et les surchauffes pendant la saison chaude. Cela dit, lors de la vidange automatique, l'eau subit un phénomène de gravité et descend dans un réservoir prévu à cet effet. Ce même phénomène entraîne la remontée de l'air vers les panneaux solaires. Ces derniers sont ainsi protégés et tout le fluide est stocké dans l'échangeur du réservoir.

3.4.2.1 Analyse contre le gel

Pour la journée du 17 janvier, figure 3.16, il est indiqué que la température à la sortie des capteurs ($T_{outColl}$) a pu atteindre un maximum de 65 °C. Et, à plusieurs reprises les valeurs dépassant les 40 °C, bien que les journées aient été nuageuses et que les températures ambiantes extérieures sont basses avec des valeurs oscillantes entre -9 et -14 °C pour le mois le plus froid de l'année (janvier). L'inclinaison et la bonne orientation des capteurs ont également contribué à l'accroissement des températures, car la quantité d'énergie captée (I_t) qui est de 9,79 MJ/m² lors de cette journée est plus avantageuse que celle trouvée par la radiation solaire horizontale (G) dont la valeur est de 5,43 MJ/m², figure 3.15.

Ainsi, la différence entre la température à la sortie des capteurs et celle au bas du réservoir ($T_{outColl} - T_{bottomTk}$) de la figure 3.16 permet le fonctionnement du système et donc la circulation du fluide dans la tuyauterie externe allant vers les capteurs.

Le débit d'eau (q_t) généré et qui varie selon la vitesse imposée par la pompe permet de repérer le démarrage et les arrêts de l'installation. Celui-ci est nul lorsque la température $T_{outColl}$ affiche des valeurs négatives, le système est donc en arrêts. Et, lorsque la différence ($T_{outColl} - T_{bottomTk}$) est supérieure à 10 °C et que la température de sortie $T_{outColl}$ est supérieure à 20 °C, le débit avoisinant 23 kg/min circule dans le système et la pompe est mise en marche. Les vitesses de recirculation de l'eau dans la tuyauterie sont largement supérieures à 30 cm/s, vitesse minimale requise par la norme CSA F 397.

On en conclut, dans cette partie du système, que la technologie des systèmes autovidangeables, qui assurent l'évacuation complète par gravité du fluide des capteurs à chaque arrêt de la pompe permet d'éviter les risques de stagnation et de gel.

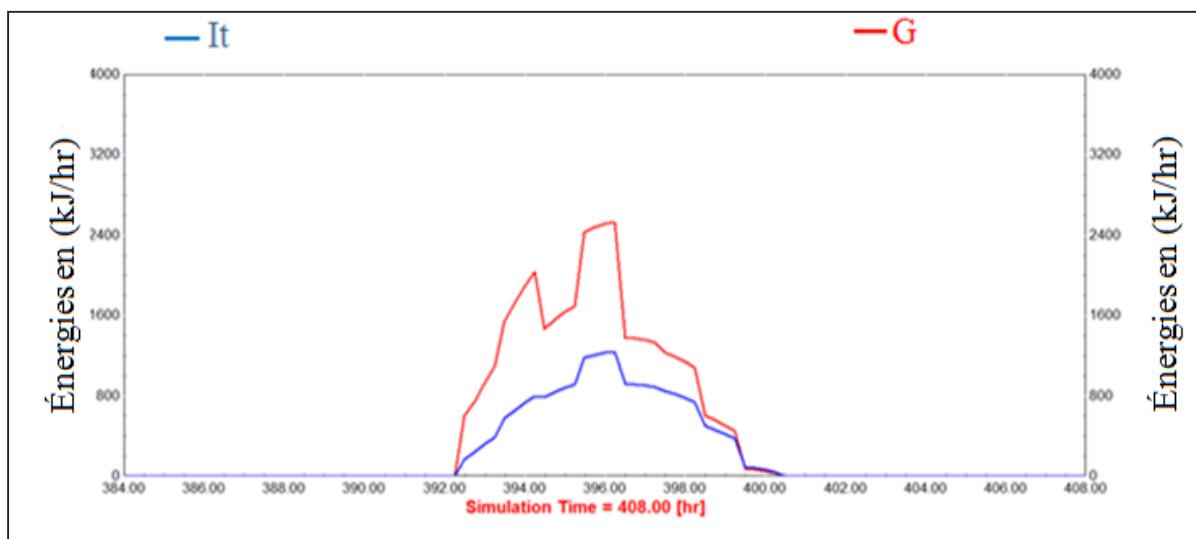


Figure 3.15 Profils des énergies provenant du soleil, énergie incidente inclinée (I_t)
Et de l'horizontale (G) de la journée type (le 17) du mois de janvier

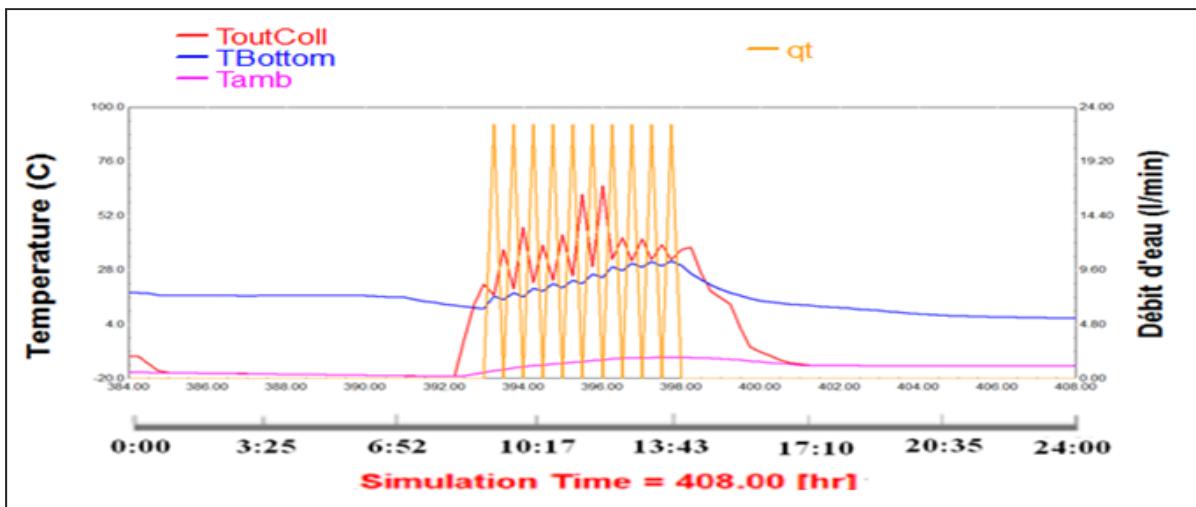


Figure 3.16 Profils de température de fonctionnement du système
($T_{outColl} - T_{bottomTk}$) avec le débit d'eau (q_t) et la température ambiante

À la figure 3.17, les variations de température à l'entrée et à la sortie des capteurs donnent une idée des variations de la puissance thermique dans cette partie du système. Lorsque les valeurs de T_{inColl} dépassent celles de $T_{outColl}$ l'énergie utile dans les capteurs présente des valeurs nulles. Ces valeurs s'expliquent par le fait que le système est à l'arrêt étant donné que le rayonnement solaire est inexistant. Par contre, lorsque les valeurs $T_{outColl}$ dépassent celles de T_{inColl} ou lorsque ces deux températures se suivent, l'énergie utile Q_{uColl} présente des valeurs non nulles. Dans ce cas, la pompe est en marche et la puissance atteint sa valeur maximale vers 13h. La puissance totale enregistrée est de 16,6 MJ/m².

Les résultats de la figure 3.18 renforcent la thèse de protection contre le gel. Elle montre que malgré les pertes thermiques dans la tuyauterie, l'eau coule toujours. La différence entre la température de la tuyauterie et la température ambiante ($T_{pipe} - T_{amb}$) décroît lorsqu'il n'y a pas de fluide qui circule dans les capteurs et la tuyauterie, et augmente tant que le fluide circule. Cela dit, lorsque la pompe est en marche l'eau dans la tuyauterie représentée par le module de Type 31 dans le tableau 3.2 ne risque pas de geler sous de faibles conditions météorologiques. Notons qu'au niveau de ce segment de tuyauterie, les variations de températures enregistrées entre la tuyauterie de retour et l'extérieur renseignent sur les pertes thermiques Q_{Pipe} représentées par la formule (3.10). La valeur totale Q_{pipe} est de 0,75 MJ, c'est un maximum de 4 % de la puissance fournie par les capteurs. Ces pertes horaires sont utiles pour évaluer l'énergie perdue par le fluide calorifique (l'eau).

$$Q_{pipe} = \frac{T_{waterPipe} - T_{amb}}{\frac{1}{2\pi L h_1} + \frac{\ln(\frac{r_2}{r_1})}{2\pi L k_{cu}} + \frac{\ln(\frac{r_3}{r_2})}{2\pi L k_{iso}} + \frac{1}{2\pi r_3 L h_3}} \quad (3.10)$$

$T_{waterPipe}$: présente la température de l'eau dans la tuyauterie (°C), r_1, r_2 le rayon interne et externe de la tuyauterie, r_3 le rayon externe de l'isolant, L longueur de la tuyauterie, h_1, h_3 coefficient de convection à l'intérieur et à l'extérieur de tuyauterie et finalement k_{cu}, k_{isol} sont respectivement les conductivités thermiques du cuivre et de l'isolant en fibre de verre. Les valeurs numériques sont calculées en usant des annexes (II et III-1).

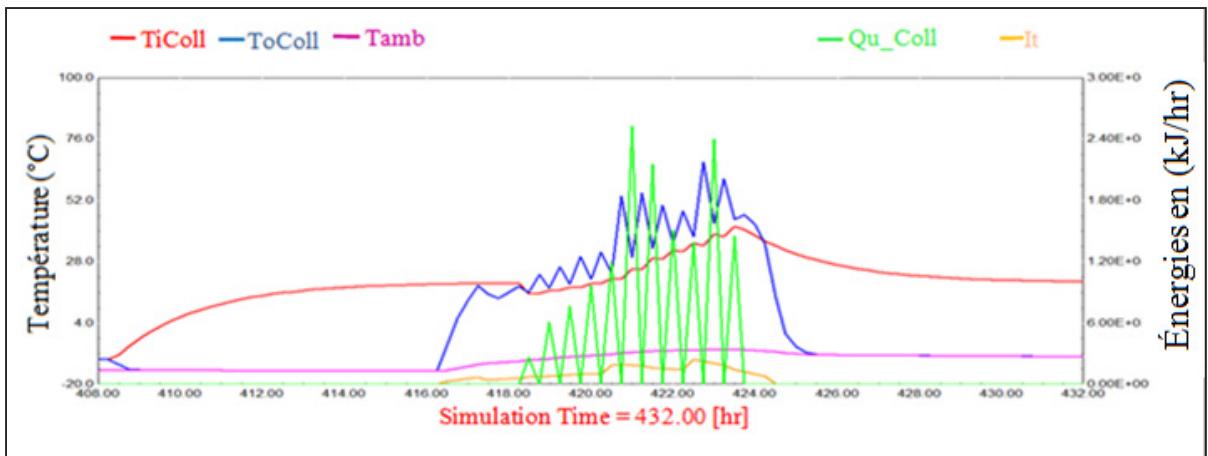


Figure 3.17 Profils de température au travers les capteurs thermiques plans, (T_{inColl}) indique la température d'entrée et ($T_{outColl}$) celle de sortie des capteurs, 17 janvier 2020

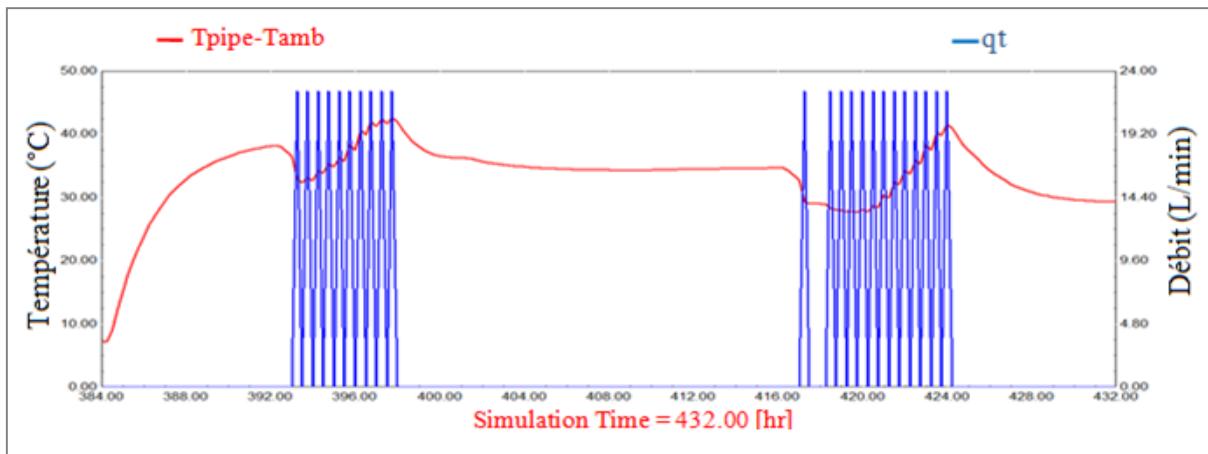
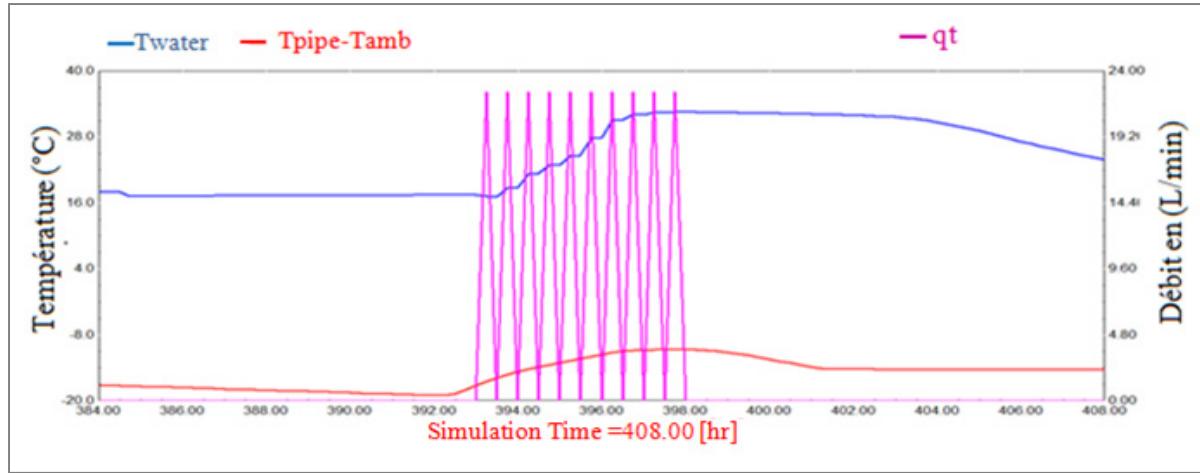


Figure 3.18 Profils de température de la tuyauterie (T_{pipe}) et de l'ambiance extérieure (T_{amb}) avec le débit qt pour deux journées successives (le 16 et 17) du mois de janvier

Pour suivre l'évolution du processus, un graphique illustrant la température représentative du système a été dressé à la figure 3.19. Celui-ci décrit l'évolution de la température au milieu du réservoir $T_{waterTk}$ en fonction de la température ambiante extérieure. Cette température, $T_{waterTk}$, passe de 16 °C pour atteindre une valeur de 26 °C. Une différence de 10 °C malgré les faibles conditions météorologiques. Ce gain de degrés en température considéré comme acquis est intéressant en cas de panne de courant d'électricité, car lorsque la pompe s'arrête, la vidange des collecteurs et de la tuyauterie se produit. Ceci montre aussi la fiabilité de la protection contre le gel.



Entre autres, la figure 3.20 montre que toute l'énergie stockée dans le réservoir est récupérée par la charge bien que le rayonnement incident est inexistant. Dans ce cas, numériquement, le rendement tend vers l'infini et le dernier soutirage remonte à la veille.

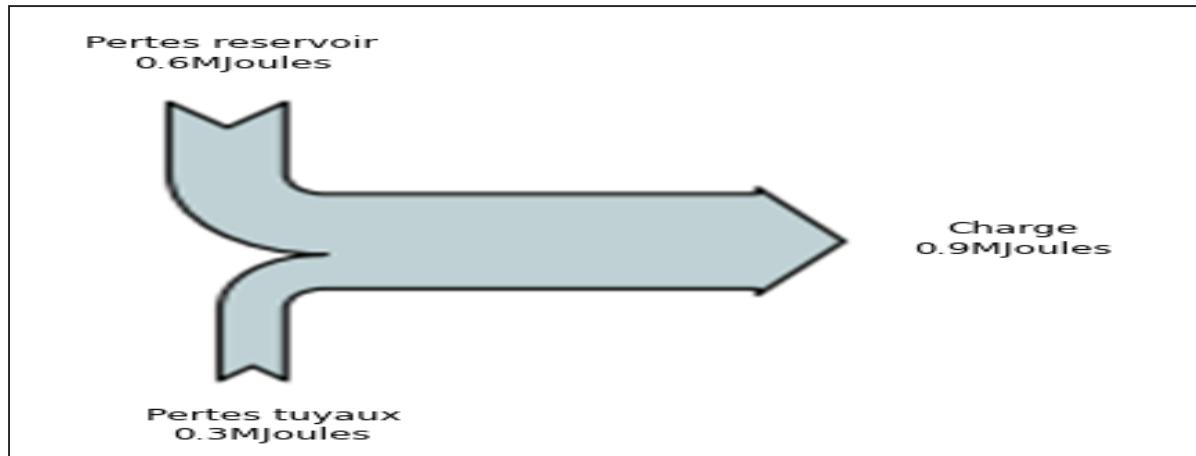


Figure 3.20 Diagramme du bilan énergétique journalier
(Journée la plus froide du mois, 20 janvier)

Il convient aussi de souligner que, la protection contre le gel à cette journée est assurée, car il est indiqué à la figure 3.21 que la température à la sortie des capteurs $T_{outColl}$ a pu atteindre 65°C à plusieurs reprises bien que les températures extérieures aient été basses avec des valeurs oscillantes entre -12 et 1°C.

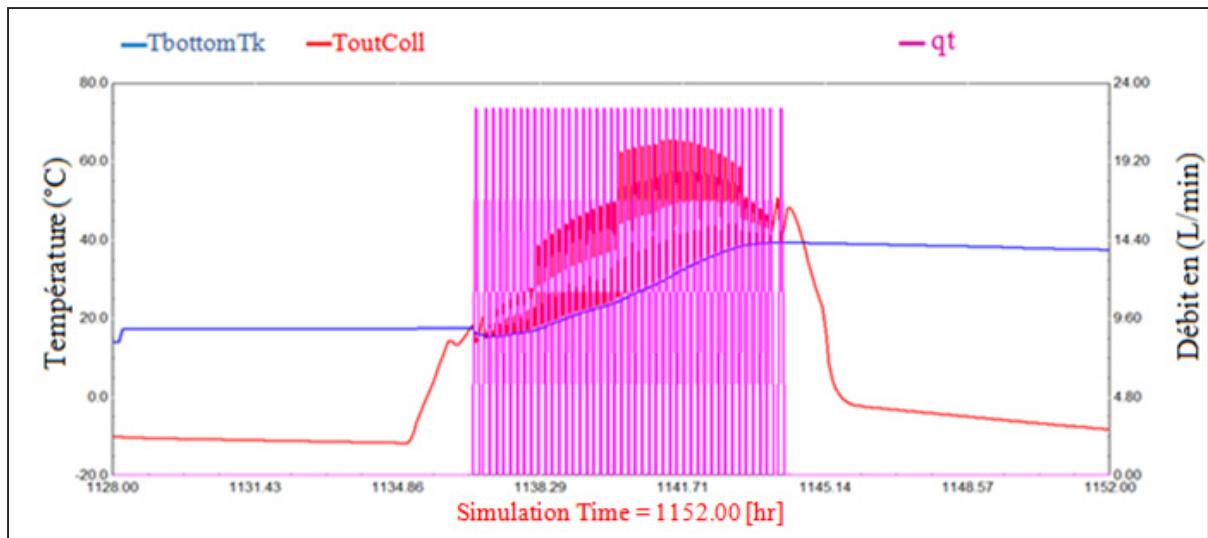


Figure 3.21 Température de fonctionnement du système de la journée type de février
 $T_{outColl}$ est la température à la sortie des capteurs et $T_{bottomTk}$ celle au bas du réservoir

Quant à la différence de température entre la sortie des capteurs et le bas du réservoir ($T_{outColl} - T_{bottomTk}$) qui indique le fonctionnement du système (figure 3.21), et celle entre l'entrée et la sortie du capteur ($T_{outColl} - T_{inColl}$) de la figure 3.22, la même analyse donnée précédemment s'applique pour ce mois.

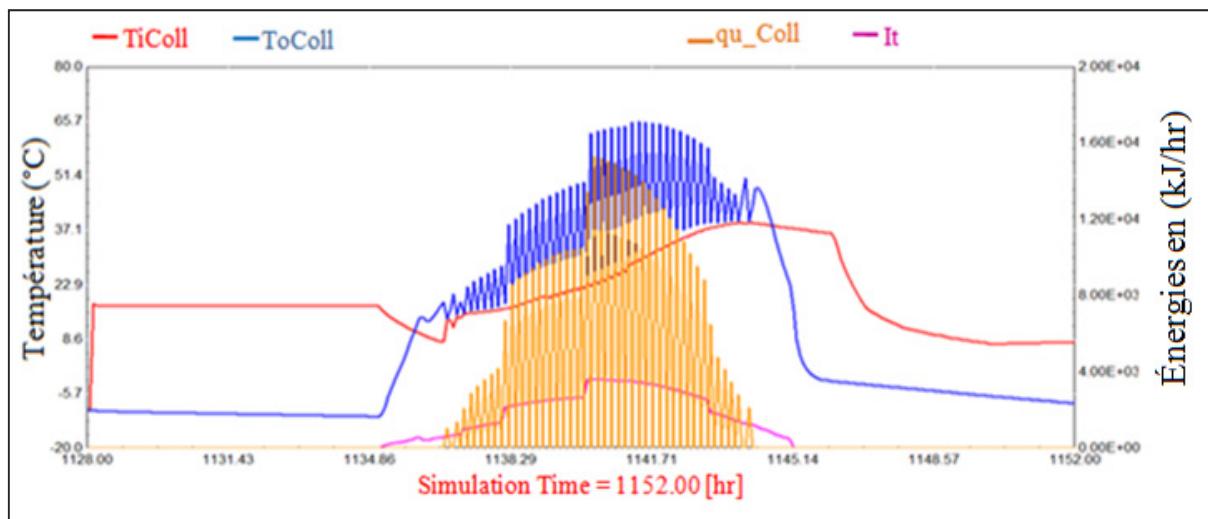


Figure 3.22 Profils de température au travers les capteurs plans du jour type du mois de février. T_{inColl} , indique la température à l'entrée et $T_{outColl}$ celle à la sortie des capteurs

Et, pour avoir une idée générale du fonctionnement du système tout au long de la journée, il est intéressant de suivre l'évolution de la courbe de température lorsque le système est à son arrêt, c'est-à-dire, depuis le démarrage de la pompe le matin jusqu'à son arrêt le soir et depuis cet arrêt de la même journée jusqu'à son démarrage le lendemain. Tel que montré à la figure 3.23 entre le dernier arrêt de la pompe du premier jour vers 15h et son premier démarrage le lendemain vers 9h du matin, les températures dans la partie supérieure du réservoir (T_{topTk}) sont pratiquement stabilisées et celles du bas $T_{bottomTk}$ et du milieu $T_{WaterTk}$ sont revues à la baisse.

Également, on constate des fluctuations au niveau des températures du haut (T_{topTk}), du milieu ($T_{waterTk}$) et du bas ($T_{bottomTk}$) du réservoir. Il est évident que cela engendre des pertes thermiques au sein de ce réservoir pendant cette période. Ces pertes peuvent être calculées en fonction de la différence de température enregistrée depuis le démarrage du système jusqu'à son arrêt ($T_{waterTk-f1} - T_{waterTk-i1}$), de la masse d'eau contenue dans le réservoir et de la chaleur spécifique de ce fluide.

Ainsi, pour une masse d'eau contenue dans le réservoir m_{Tk} égale à 300 kg et, pour une valeur de la chaleur spécifique de l'eau CP_w égale à 4,180 kJ/kg.K supposée constante pour des températures comprises entre 295 K et 300 K, les pertes enregistrées sont de l'ordre de 45144 kJ, ce qui correspond à une puissance de 627 W. Vers 15h de la journée du 16 février, la température $T_{waterTk-f1}$ est de 86°C et vers 9h du matin le 17 février, $T_{waterTk-i2}$ est descendue à une valeur de 50°C.

La figure 24 affiche des pertes de 313 Watts au deuxième palier entre la journée du 17 et du 18 février. Ces pertes sont de 453 W pour le troisième palier, de 575 Watts pour le quatrième et de 261 W pour le cinquième palier.

Pour avoir une meilleure idée des pertes nocturnes E_{noft} , une autre figure a été dressée sur une durée de 12 heures de temps, et ce depuis 6 h le soir jusqu'à 6 heures du matin, figure 3.25

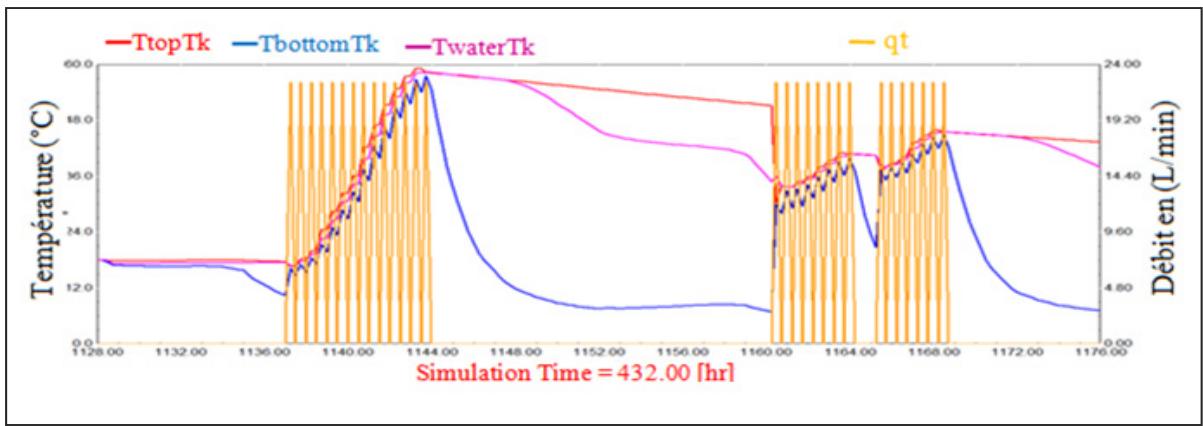


Figure 3.23 Profils de température simulée dans le réservoir avec le débit d'eau
Pour deux journées successives (le 16 et 17) du mois de février

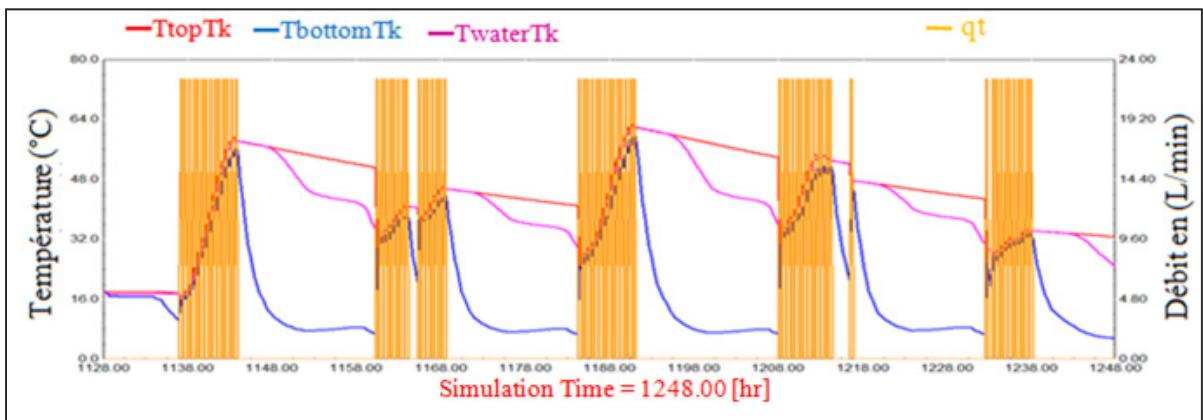


Figure 3.24 Profils de température dans le réservoir avec le débit q_t pour cinq jours
successifs (depuis le 16 au 20) du mois de février

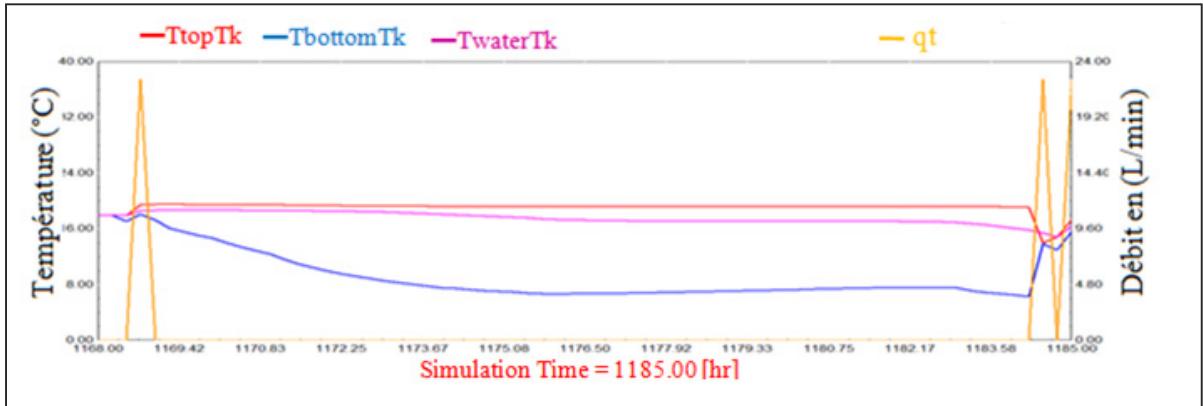


Figure 3.25 Profils de températures dans le réservoir avec le débit q_t pour une durée
de 12 heures allant de 6h du soir au 6h du matin du mois de février

Concernant, la journée type du mois de mars (figure 3.26) lorsque les valeurs de (T_{inColl}) dépassent celles de ($T_{outColl}$), l'énergie utile dans les capteurs présente des valeurs nulles. Par contre, lorsque les valeurs ($T_{outColl}$) dépassent celles de (T_{inColl}), l'énergie utile (Q_{uColl}) présente des valeurs non nulles. Dans ces conditions, la pompe est en marche et la puissance atteint sa valeur maximale entre 11h et 12h.

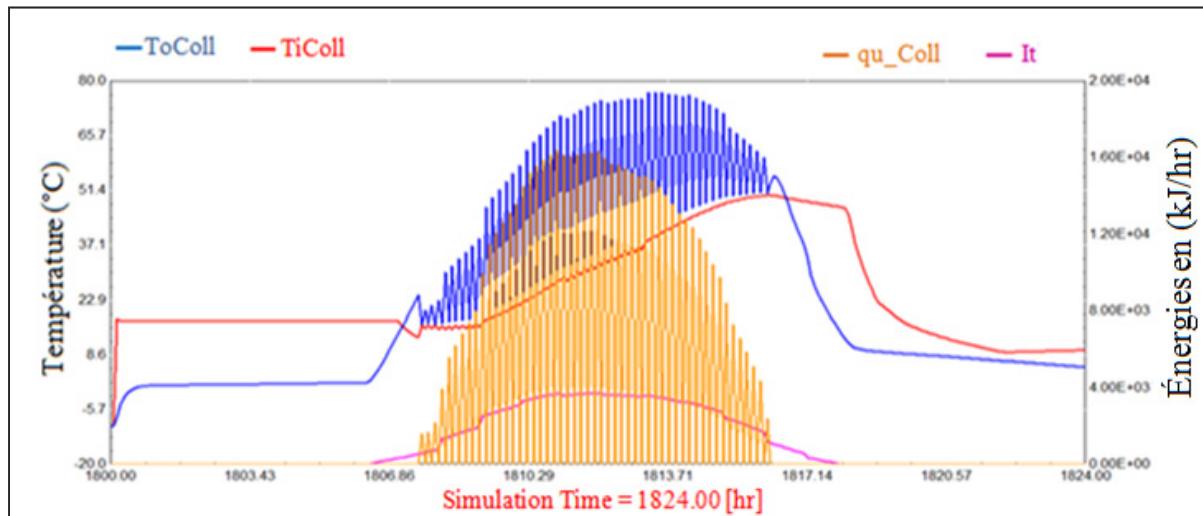


Figure 3.26 Profils de température à l'entrée et à la sortie des capteurs plans avec l'énergie utile pour la journée type (le 16) du mois de mars

À la figure 3.27, la différence de température entre la sortie des capteurs et le bas du réservoir ($T_{outColl} - T_{bottomTk}$) marque également le fonctionnement du système. Le débit est nul lorsque la température ($T_{outColl}$) est nulle ou présente des valeurs négatives.

Pour ce qui est de la figure 3.28, le profil de température décrit à la fois le phénomène de stratification au niveau du réservoir et l'évolution de la température de la charge. La température de l'eau chaude atteint 50 °C vers 13h. Et, elle dépasse 60 degrés en soirée à partir de 17h30 et demeure stable toute la nuit. Lorsque le débit d'eau circule dans les capteurs, les températures au fond du réservoir ($T_{bottomTk}$) et celles du milieu ($T_{waterTk}$) augmentent graduellement. Parallèlement, les températures qui se situent en haut du réservoir (T_{topTk}) atteignent leur plus bas au début du démarrage du système et brassent les autres températures. Une fois que la pompe s'arrête, $T_{bottomTk}$ commence à atteindre un pic et

diminuer graduellement tandis que la température du milieu du réservoir, $T_{waterTk}$ se stabilise.

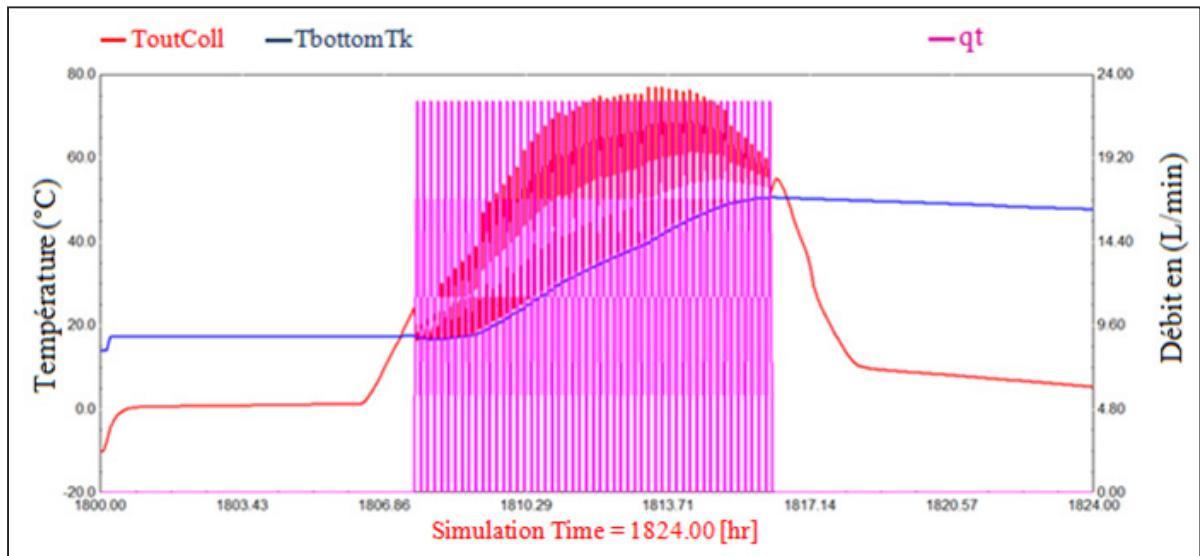


Figure 3.27 Profils de température à la sortie des capteurs $T_{outColl}$ et de température au bas du réservoir $T_{bottomTk}$ avec le débit d'eau q_t pour la journée type (le 16) du mois de mars

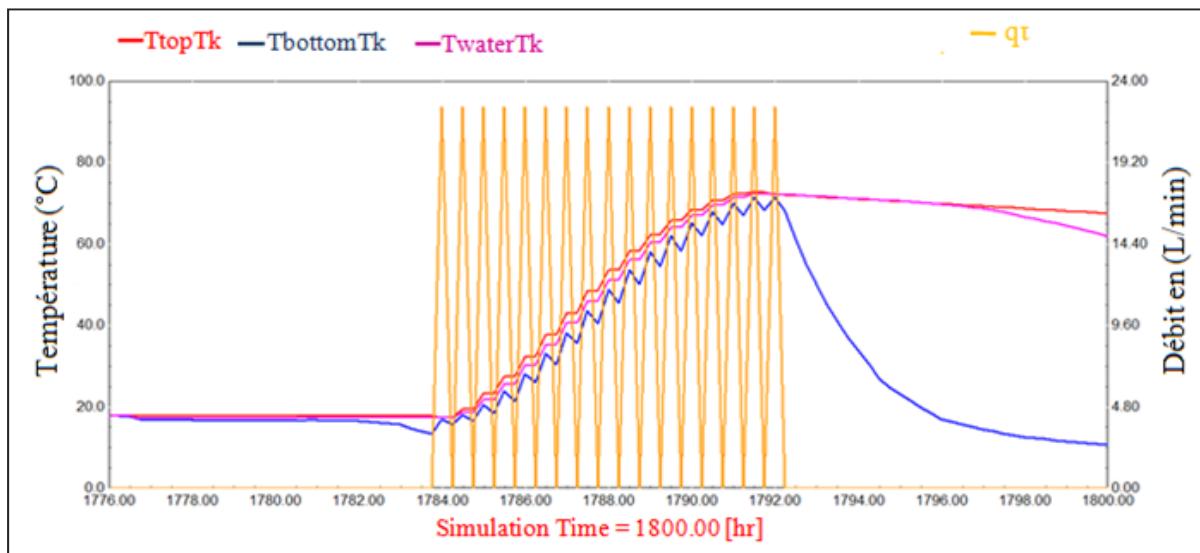


Figure 3.28 Profils de température simulée au niveau du réservoir avec le débit pour une journée type (le 16) du mois de mars

3.4.2.2 Analyse contre la surchauffe

Comme pour le cas de gel, la surchauffe n'est pas à négliger pour la période estivale. Elle est un problème réel et peut même transformer une installation de chauffe-eau solaire en gouffre financier. Mais, l'installation autovidangeable est conçue de sorte que sa configuration et le dimensionnement de ses capteurs font, en général, que la surchauffe est rare ou complètement évitée en été.

En effet, dans la figure 3.29, il est constaté que sur une semaine du mois de juillet, l'énergie incidente, I_t , affiche des quantités légèrement moindres que celles de l'énergie totale horizontale G . La quantité I_t est de l'ordre de 15 MJ/m² tandis que celle de l'énergie totale horizontale affiche une valeur de 18,6 MJ/m². Ces valeurs sont enregistrées à des températures ambiantes oscillantes entre 20 °C et 30 °C. Dans le cas de gel, l'énergie (I_t) est plutôt supérieure à celle de (G).

On s'aperçoit ainsi qu'aux hautes températures, l'énergie I_t est moins importante qu'aux basses températures.

La figure 3.30, renseigne sur le fonctionnement du système. C'est-à-dire la pompe est mise en marche lorsque la différence de température ($T_{outColl} - T_{bottomTk}$) est supérieure à 10 °C et que la température de sortie des capteurs est comprise entre 28 °C et 80 °C pour la première journée et entre 28 °C et 52 °C pour la deuxième journée.

La pompe s'arrête lorsque la température à la sortie des capteurs ($T_{outColl}$) est nulle ou atteint des valeurs très basses.

On en conclut ainsi que les capteurs thermiques de l'installation sont bien dimensionnés pour éviter la surchauffe. Ceci dit, la réception de l'énergie est bien gérée à l'amont de l'appareil.

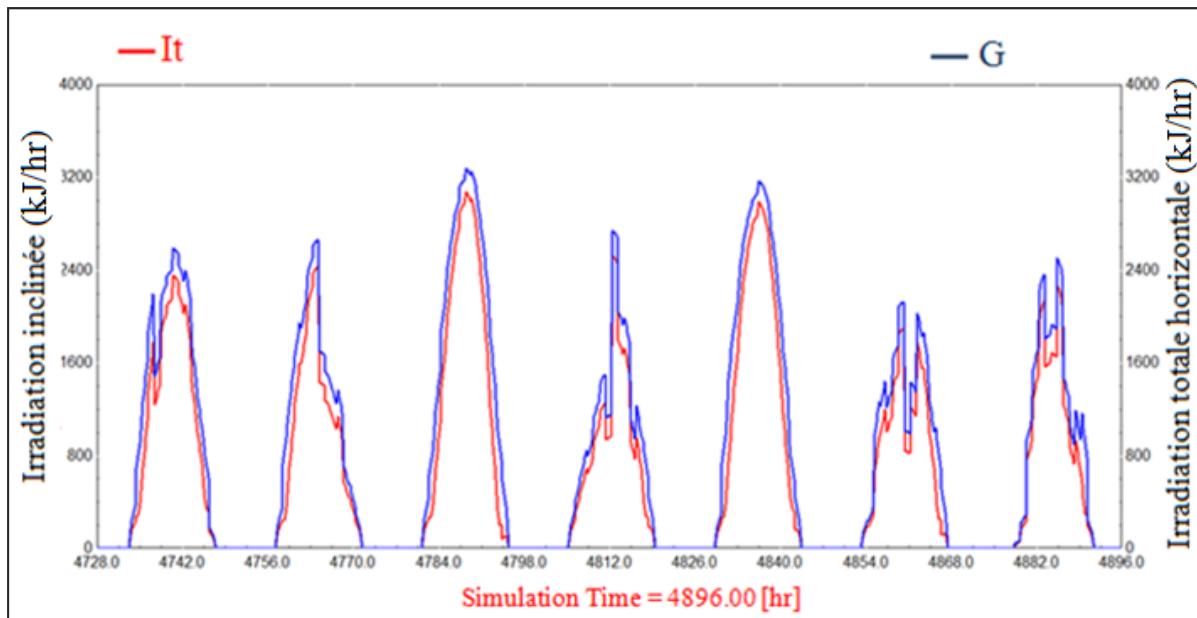


Figure 3.29 Profil de l'énergie incidente inclinée (I_t) et du rayonnement horizontal (G) sur sept journées du mois de juillet, depuis le 17 jusqu'au 23

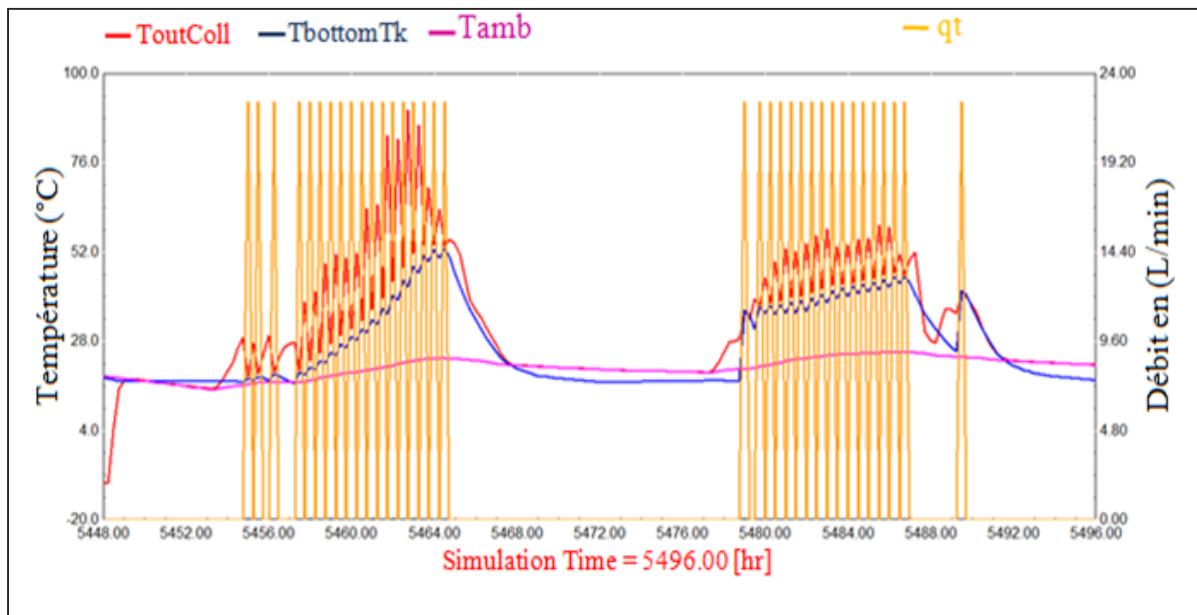


Figure 3.30 Profils de température simulée à la sortie des capteurs ($T_{outcoll}$) et de celle se trouvant au bas du réservoir ($T_{bottomTk}$) sur deux journées (16 et 17) du mois d'août

3.5 Conclusion du chapitre

Après avoir choisi le profil de consommation d'eau chaude, le système autovidangeable a été simulé, au moyen de Trnsys, pour un chauffe-eau solaire domestique. Les résultats obtenus affichent les valeurs annuelles, mensuelles et journalières des besoins en eau chaude, les taux de couverture solaire correspondants ainsi que les rendements moyens.

Selon ces résultats, il est à noter que même si le rendement global journalier demeure faible dans certains cas, le besoin en eau chaude domestique est plutôt satisfaisant sauf pour le mois de décembre. Il est indiqué, aussi, que le taux de couverture solaire varie, dans la plupart du temps, principalement en hiver, de la même façon que le rendement global. Cela dit, F est élevé lorsque η est élevé, et il est faible lorsque η l'est aussi.

Cette étude inclut également la résistance au gel et à la surchauffe du système, ainsi que son comportement et ses performances journalières lors de l'analyse des courbes de profils choisis selon des journées particulières.

Il a été également remarqué qu'en période hivernale la valeur de la charge journalière d'eau chaude E_{load} n'est pas loin de la valeur trouvée dans l'étude expérimentale appliquée sur la même installation et respecte la norme CSA F397 (Dakhli, 2014). Rappelons que la norme propose des valeurs moyennes de consommation journalière comprises entre 150 et 225 L pour 1 à 4 personnes et une température de consigne de 40 °C.

CHAPITRE 4

SIMULATION DU SYSTÈME AUTOVIDANGEABLE COMBINÉ

4.1 Introduction

Au Québec, le chauffage des espaces représente une partie significative des dépenses énergétiques des secteurs résidentiels, commerciaux et industriels. L'installation d'un système thermique solaire est une solution intéressante à envisager pour réduire cette dépense importante d'énergie souvent obtenue par la combustion des ressources fossiles ou le tout électrique particulièrement dans le cas des espaces résidentiels. Dans ce cadre et afin de réduire la consommation énergétique, il est proposé de combiner une installation de chauffage au système autovidangeable destiné à la production d'eau chaude sanitaire et qui est traité dans le chapitre précédent. Ainsi, dans le but d'obtenir une couverture solaire acceptable, tout en tenant compte du rendement du système, un calcul du nombre de panneaux est la première étape à considérer. Une étude comparative des systèmes de chauffage autovidangeables avec ceux fonctionnant avec des collecteurs sous vide est également prévue.

Enfin, dans le but d'avoir une idée générale du comportement d'une installation de chauffage sous différents angles et utilisations, une installation de chauffage à grande échelle, voire industrielle, est traitée et analysée selon différents scénarios.

4.2 Simulation énergétique d'un système combiné

Le système élaboré pour la simulation a été effectué à partir de celui prévu pour le chauffage-eau solaire basé sur le logiciel Trnsys. Le changement principal effectué est de considérer plusieurs capteurs solaires.

Ce système est simulé pour une période de 8760 heures afin d'observer les performances sur une année complète d'exploitation. Le pas de temps a été fixé à 0,25 heure dans la simulation

afin d'assurer des résultats précis. Quelques formulations mathématiques de base permettent de calculer les besoins en chauffage, seront injectées dans le logiciel grâce aux calculatrices intégrées dans l'interface du logiciel. Celles-ci en plus du modèle isotropique sont puisées directement de la documentation du logiciel, dont une grande partie est tirée du livre de *Duffie et Beckman* (Inc et al., 2013).

La figure 4.1, ci-dessous, décrit le système solaire autovidangeable combiné, chauffage et eau chaude sanitaire.

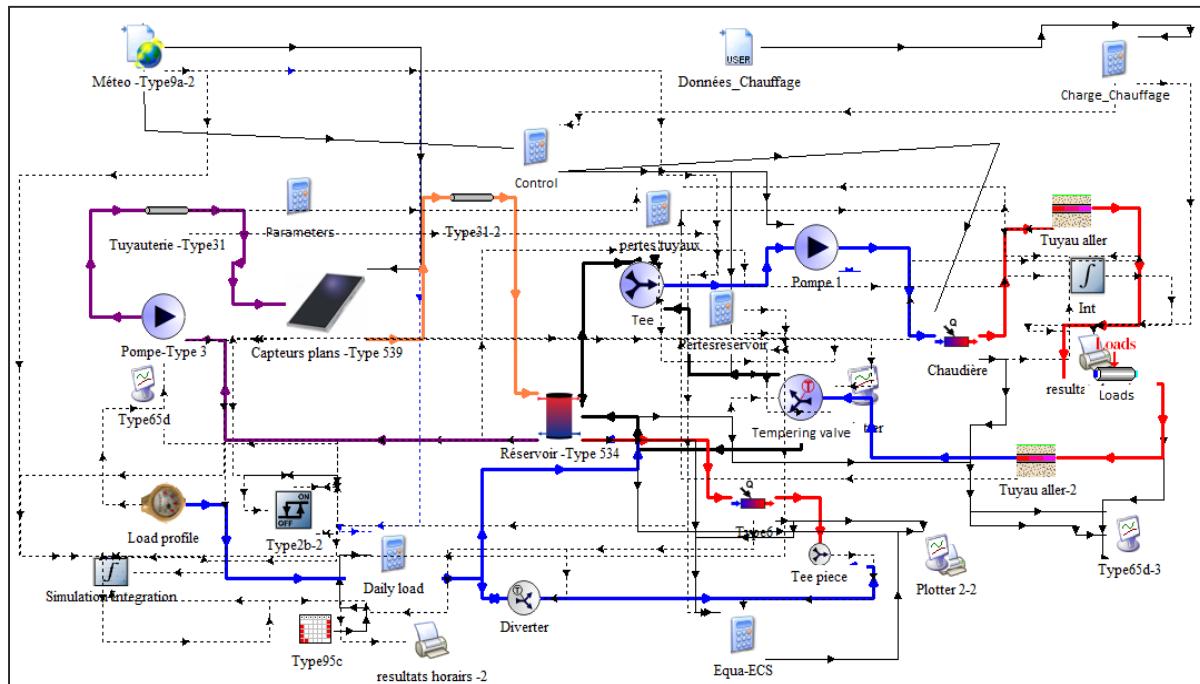


Figure 4.1 Schéma Trnsys du système combiné (eau chaude sanitaire et chauffage)

Le système présenté dans cette figure est construit étape par étape. Après quelques arrangements et ajouts effectués sur le système sanitaire élaboré dans le chapitre précédent, le système de chauffage est couplé à ce dernier. Le raccordement est possible après avoir ajouté un autre nœud d'entrée et de sortie au niveau du réservoir de stockage. Il est aussi prévu un système de contrôle entre la boucle fermée qui relie les panneaux au réservoir de stockage d'eau et celle reliant celui-ci au système de charge. Le système sanitaire demeure dans ce cas une boucle ouverte et fournira de l'eau chaude.

Pour plus de clarté, un schéma simplifié est présenté à la figure 4.2 ci-après.

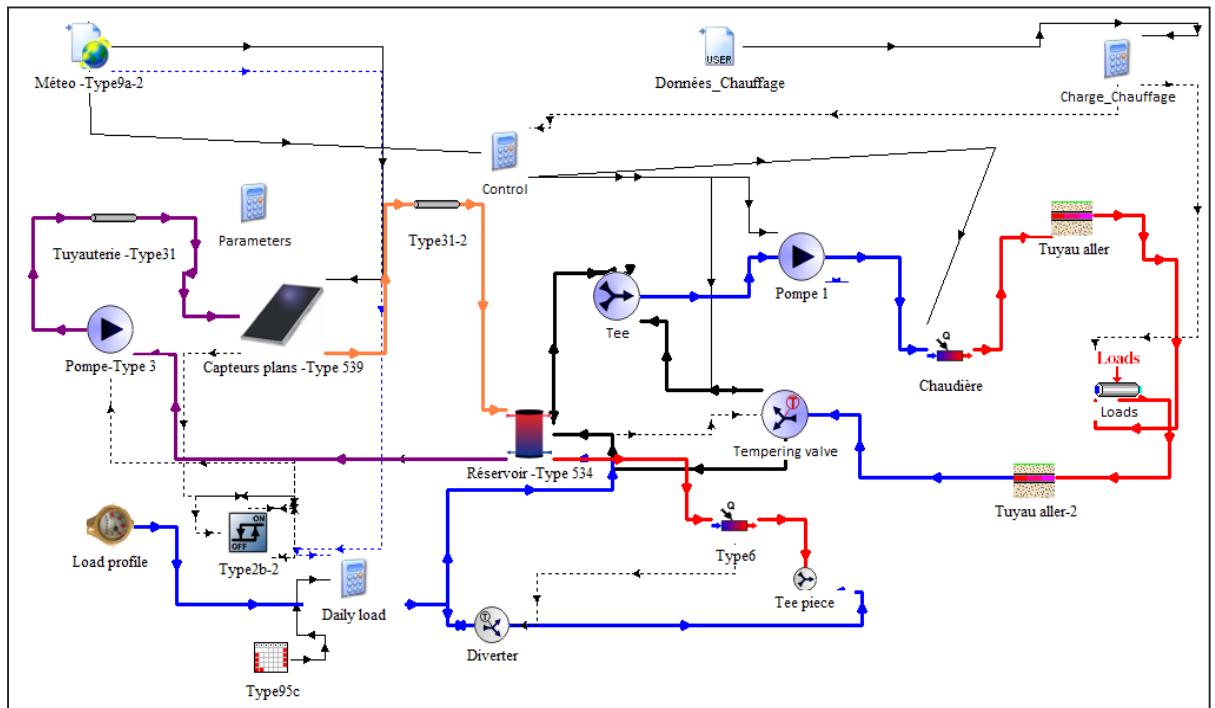


Figure 4.2 Schéma simplifié du système combiné élaboré par Trnsys

Dans cette configuration, le composant de la charge en chauffage est représenté par le module de type 682, *loads*. Une calculatrice regroupant plusieurs paramètres (voir Tableau IV-1 en Annexe IV) a été prévue pour le calcul de la surface de captage au niveau des capteurs plans de type 539 ainsi que le volume du réservoir (type 534). Pour atteindre un taux solaire suffisant pour chauffer un espace donné, il suffit tout simplement de faire varier le paramètre représentant le nombre de capteurs (n). Par ailleurs, un système de contrôle a été prévu pour faire la connexion entre la pompe de type 3 placée du côté chauffage, la chaudière de type 6 et les données météorologiques. Des valves et des by-pass reliés au stockage sont également prévus pour le fonctionnement de l'appareil.

4.3 Résultats de la simulation du système de chauffage

Comme il a été évoqué dans le chapitre précédent, une série de simulations a été exécutée sur Trnsys, figure 4.1. Il s'agit de créer un fichier *Données_annuelles.txt* qui sera injecté dans le

programme de calcul sous *Python*. Et, parmi les résultats trouvés, il sera mis l'accent sur la surface de captage solaire et le volume du réservoir tout en tenant compte des résultats obtenus de la fraction solaire et du rendement du système.

4.3.1 Calcul de nombre de panneaux adéquats à l'appareil de chauffage

Le nombre de panneaux d'une installation solaire indique la valeur de surface de capteurs et du volume de réservoir. Notons que le nombre de capteurs pour le cas de la production de l'eau chaude sanitaire n'est que de deux. Mais dans le cas de l'installation de chauffage, ce chiffre serait beaucoup plus important pour combler les besoins en chauffage dont la valeur est d'environ 31700 kWh. Des précisions de calcul sont données dans le tableau 4.1.

Tableau 4.1 : Superficie des capteurs et le volume du réservoir de l'installation de chauffage avec la fraction solaire et le rendement du système.

L'angle d'inclinaison (β) est de 60 degrés

Surface capteur	22 m ²	44 m ²	86 m ²	172 m ²
Volume réservoir	2,2 m ³	4,4 m ³	8,6 m ³	17,2 m ³
Autovideangeable (Capteur de Type 539)				
Q_{capt} (kWh)	12528,2	21670,8	35098,8	50914,2
F (%)	27,6	47,5	71,8	89,4
η_{sys} (%)	27,3	27,9	24,4	18,3

En négligeant la boucle du chauffe-eau solaire, le nombre de capteurs acceptables pour combler la totalité en chauffage solaire dépasse 100 capteurs. Mais, le chiffre retenu tout en tenant compte du rendement est de 20 capteurs. Le reste de l'énergie serait comblé par d'autres types d'installations et de formes de production d'énergie. Ainsi, la surface de captage et le volume du réservoir retenu sont respectivement de 44 m² et 4,4 m³.

Le calcul de la fraction solaire est assuré en usant de la formule 4.1, cours 8 du module ENR835 assuré par (Lamarche, 2017).

$$F = 1 - \frac{E_{aux,rés} + E_{aux,maison}}{E_{charge,totale}} \quad (4.1)$$

Ou,

$$E_{charge,totale} = E_{charge,maison} + E_{eau} \quad (4.2)$$

Pour ce qui est du rendement du système, la formule utilisée est la suivante

$$\eta_{sys} = \frac{E_{in,rés} - E_{perdue,rés}}{E_{solaire}} \quad (4.3)$$

Les paramètres constitutants les trois formules sont illustrées dans la figure 4.2.

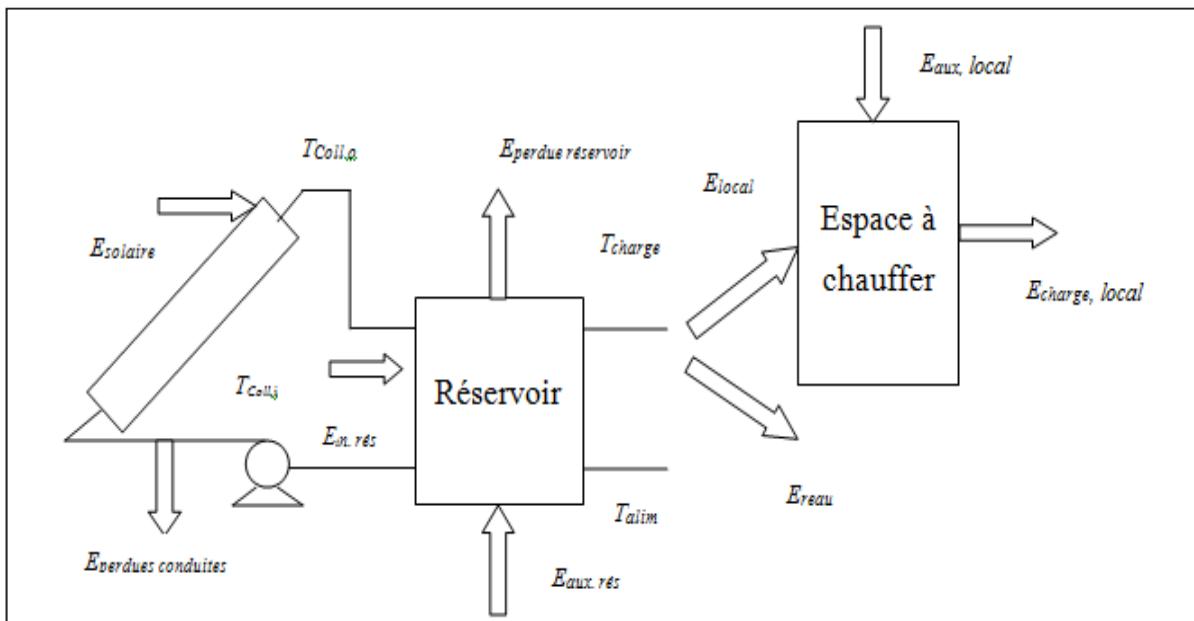


Figure 4.3 Représentation schématique du système combiné
Adaptée du cours ENR835 (Lamarche, 2017)

Illustration graphique des résultats de calcul

Les différents graphiques obtenus par Trnsys donnent un aperçu sur la variation de l'énergie, du débit et de la température des composants de l'installation de chauffage, tout au long de l'année. Le nombre de capteurs est limité à 20. Ils sont présentés ci-dessous.

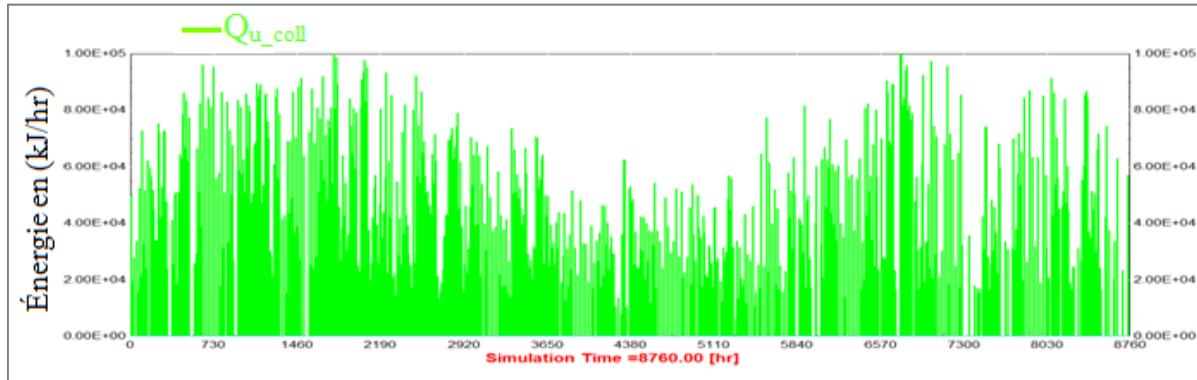


Figure 4.4 Variation annuelle de l'énergie en (kJ/hr) délivrée par les capteurs

La figure 4.4 présente l'énergie utile délivrée par les capteurs. Sa valeur annuelle atteint 21671 kWh pour un nombre de 20 capteurs.

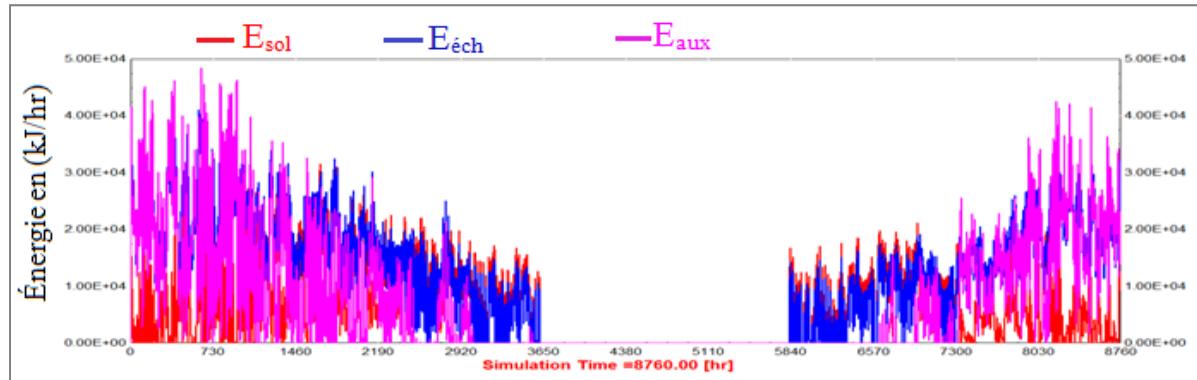


Figure 4.5 Variation annuelle de l'énergie exprimée en (kJ/hr) reçue du soleil, de l'échangeur de chaleur et de l'auxiliaire pour l'installation de chauffage

Le profil de l'énergie délivrée dans l'installation de chauffage, figure 4.5, couvre la saison de chauffe (8 mois). Les besoins en chauffage durant cette saison affichent une valeur de 31700 kWh. Et, pendant les mois les plus froids de l'année, l'auxiliaire prend le relais.

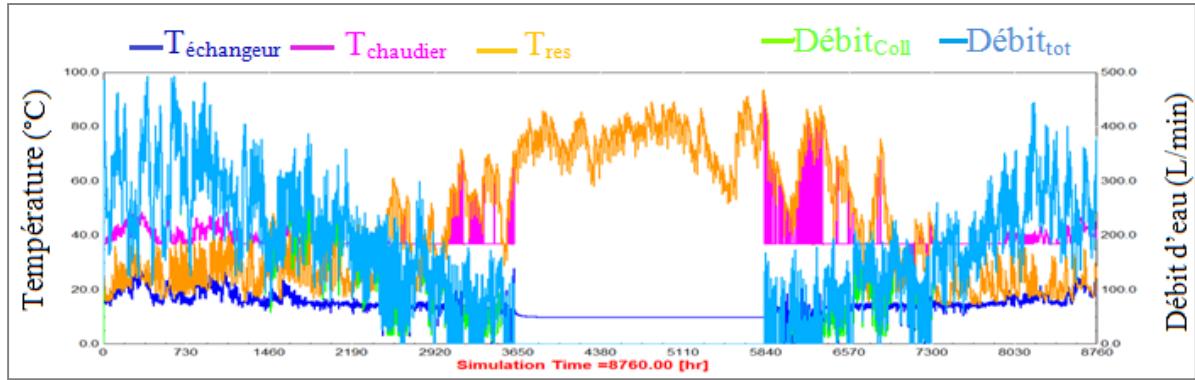


Figure 4.6 Différentes températures de sortie ($^{\circ}\text{C}$) de la pompe, de la chaudière, de l'échangeur et du réservoir de stockage de l'installation de chauffage

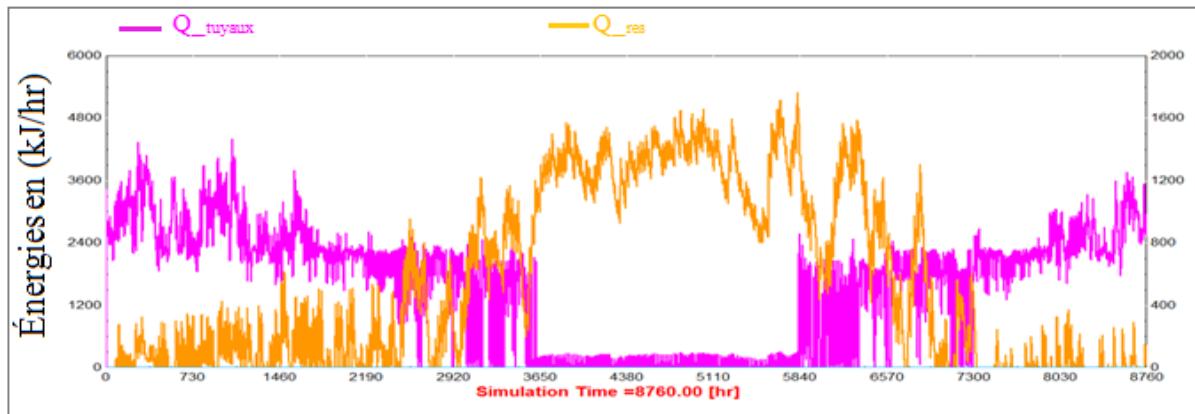


Figure 4.7 Les pertes (en kJ/hr) induites dans la cuve de stockage et dans la tuyauterie d'alimentation et de retour de l'installation de chauffage

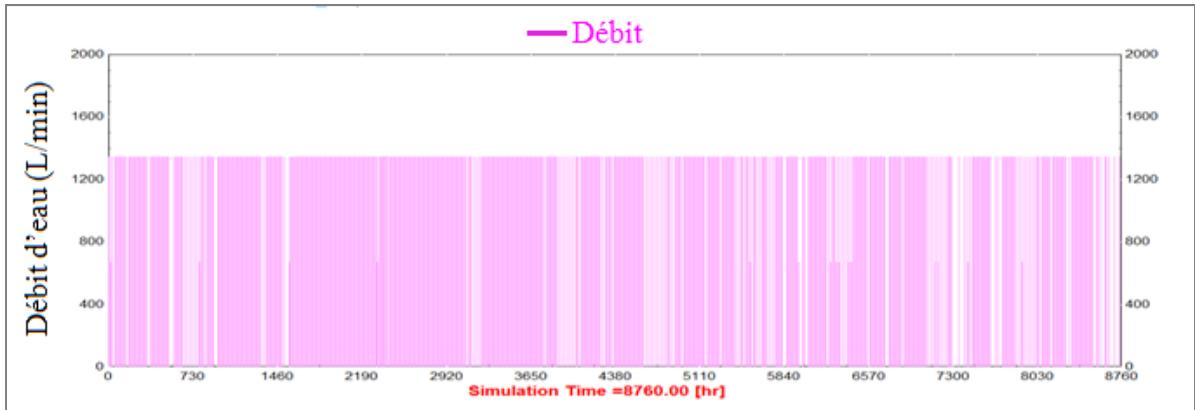


Figure 4.8 Variation du débit d'eau à l'entrée des capteurs de l'installation de chauffage

4.4 Étude comparative (chauffage autovidangeable versus sous vide)

Cette section traite d'une étude comparative entre une installation de chauffage dont les collecteurs fonctionnent avec du glycol et l'installation utilisant les capteurs plans dont le fluide caloporteur est l'eau. L'intérêt de cette étude est de mieux faire connaître l'installation de chauffage autovidangeable utilisant un meilleur fluide caloporteur (l'eau) moins cher et ne se dégrade pas avec le temps, donc meilleur pour l'environnement.

4.4.1 Simulation énergétique du système fonctionnant avec les collecteurs sous-vide

Le système élaboré dans la figure 4.9 utilisant des collecteurs à tubes sous vide a été effectué à partir de l'installation précédente, figure 4.2, utilisant des capteurs plans autovidangeable.

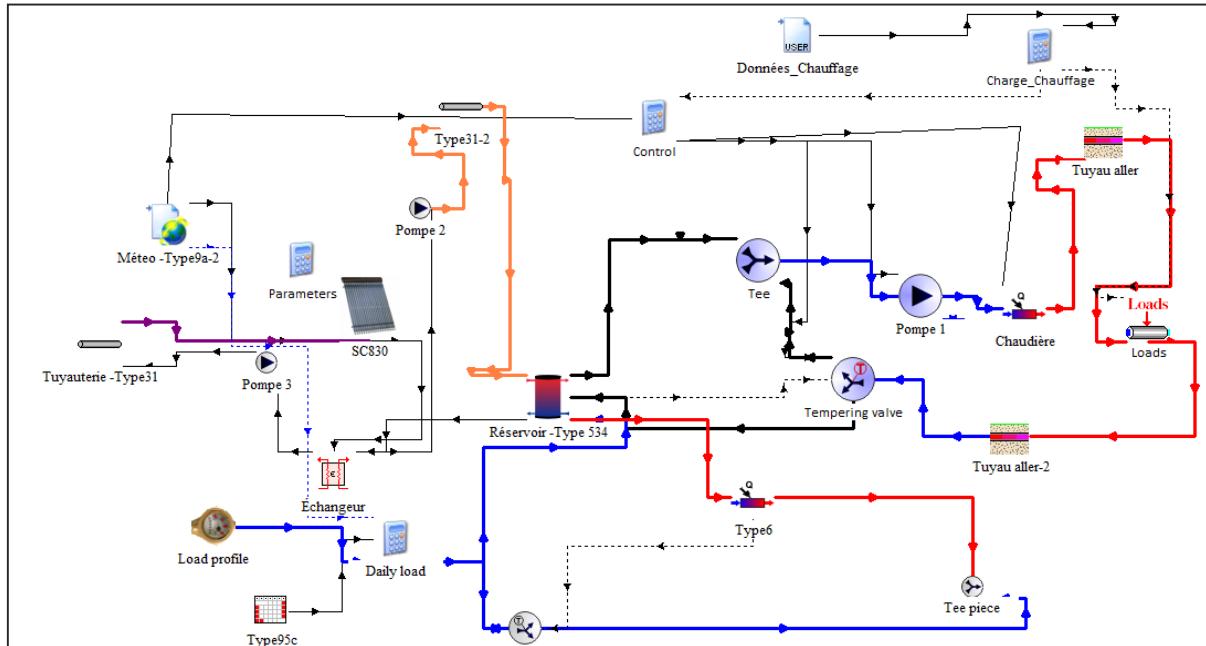


Figure 4.9 Schéma du système de chauffage utilisant les collecteurs sous vide par Trnsys

Comme pour l'étude précédente, le système est simulé pour une période de 8760 heures et pour un pas de temps de 0,25 heure. Le nombre de collecteurs est maintenu à 20. Un fichier de données *chauffage-sousvide_annuel.txt* a été créé et serait utilisé dans un programme sous *Python* pour la collecte d'information sur le fonctionnement du système.

4.4.2 Résultats de la simulation énergétique (Autovidangeable versus sous vide)

Les résultats obtenus à partir du fichier créé sous Trnsys et du programme élaboré au moyen de *Python* sont résumés dans le tableau 4.2. Ce dernier comporte également les résultats donnés au tableau 4.1 et ce pour une étude comparative.

Tableau 4.2 Étude comparative d'une installation de chauffage fonctionnant avec des collecteurs sous vide et l'installation autovidangeable

Surface capteur	22 m ²	44 m ²	86 m ²	172 m ²
Volume réservoir	2,2 m ³	4,4 m ³	8,6 m ³	17,2 m ³
Autovideangeable dont les capteurs sont de Type 539				
Q_{capt} (GJ)	12528,2	21670,8	35098,8	50914,2
F (%)	27,6	47,5	71,8	89,4
η_{sys} (%)	22,1	21,6	17,3	11,1
Tube sous vide dont les collecteurs sont de Type SC 830				
Q_{capt} (GJ)	12364,7	22820,7	40111,1	65673,5
F (%)	28,1	49,3	75,2	93,2
η_{sys} (%)	16,7	16,9	12,9	6,3

Les résultats des analyses énergétiques et comparatives entre les deux systèmes de captage solaire montrent que les fractions solaires associées aux collecteurs sous vide sont supérieures à ceux obtenus par le système autovidangeable. Reste que la différence est minime entre les deux résultats. Quant au rendement du système, les valeurs obtenues pour le cas de l'autovidangeable sont supérieures à celles des collecteurs à tubes sous vide.

En considérant le facteur environnemental, on en conclut que les systèmes autovidangeable sont les plus intéressants. Et, en tenant compte de l'espace, de l'esthétique et du rapport faisabilité/coût, le deuxième scénario est le plus viable avec une fraction solaire de 47,5 % et un rendement du système de 21,6 %.

4.5 Étude comparative d'une installation de chauffage utilisant différents types de capteurs (chauffage industriel)

Cette étude vient compléter celles traitées précédemment. Le but principal est d'avoir une idée générale du comportement d'une installation de chauffage sous différents angles et utilisation. L'exemple pris ici (tiré d'un projet donné dans le cadre du cours ENR835), consiste à jumeler une installation de chauffage d'un espace industriel, fonctionnant à la base avec du gaz naturel, à une boucle solaire.

4.5.1 Simulation énergétique

Avant de procéder à une simulation complète de l'installation, une simulation énergétique d'une installation de base est nécessaire. Ainsi, la figure 4.10 montre la configuration de l'installation de chauffage fonctionnant uniquement au gaz.

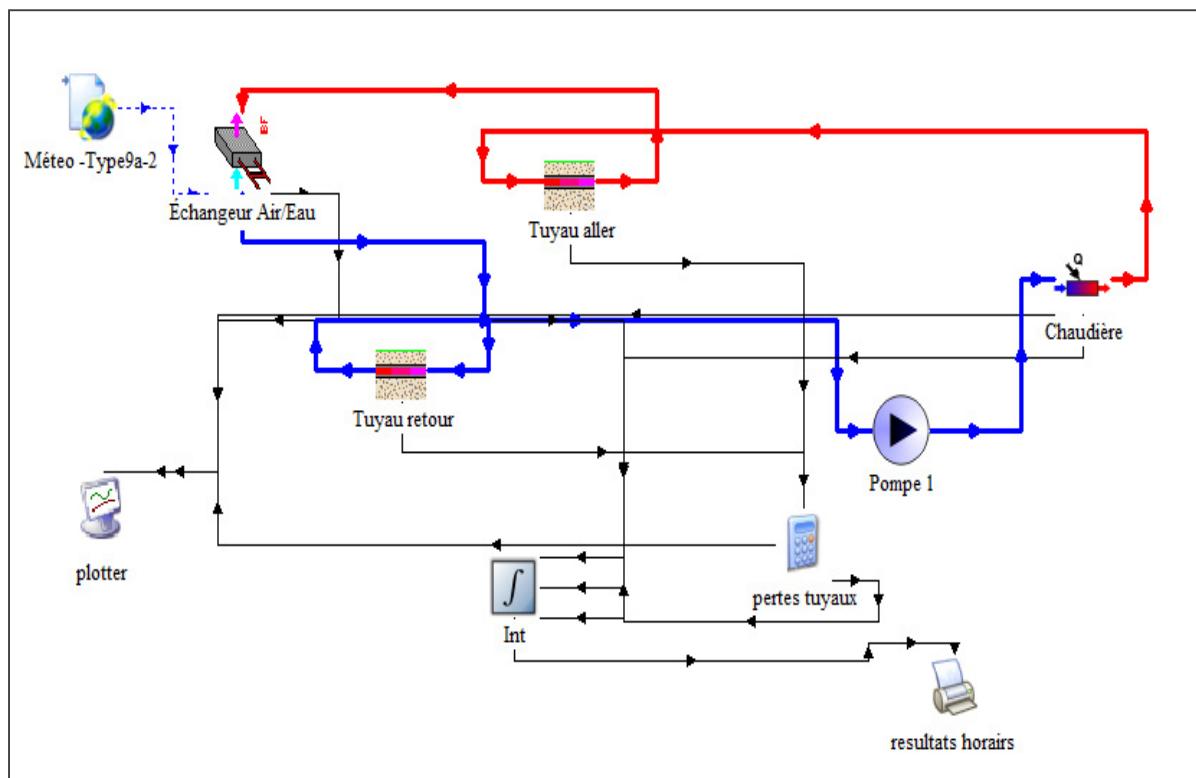


Figure 4.10 Schéma de l'installation de base pour le chauffage (cas industriel) par Trnsys

Le chauffage de l'air est effectué par une chaudière au gaz livrant de l'eau chaude à un échangeur eau-air, qui lui puise son air frais de l'extérieur à température ambiante (T_{amb}). La gaz utilisée est du gaz naturel à 37,7 MJ/m³ (RNCan, 2015). La chaudière est supposée séparée de l'échangeur par 100 m de tuyaux enterrés à une profondeur de 3,0 m. Le système débite 1,4 kg/s d'air chauffé à 50,0 °C en tout temps.

La figure 4.11, ci-dessous, décrit le système autovidangeable appliquée pour le chauffage d'air d'un espace.

Le composant de type 539 qui reçoit le rayonnement solaire pour le transformer en chaleur est connecté à une calculatrice qui permet de varier le nombre de capteurs nécessaires afin d'atteindre un taux solaire suffisant pour chauffer l'espace.

Les autres Types du système sont les mêmes que celui des chapitres précédents.

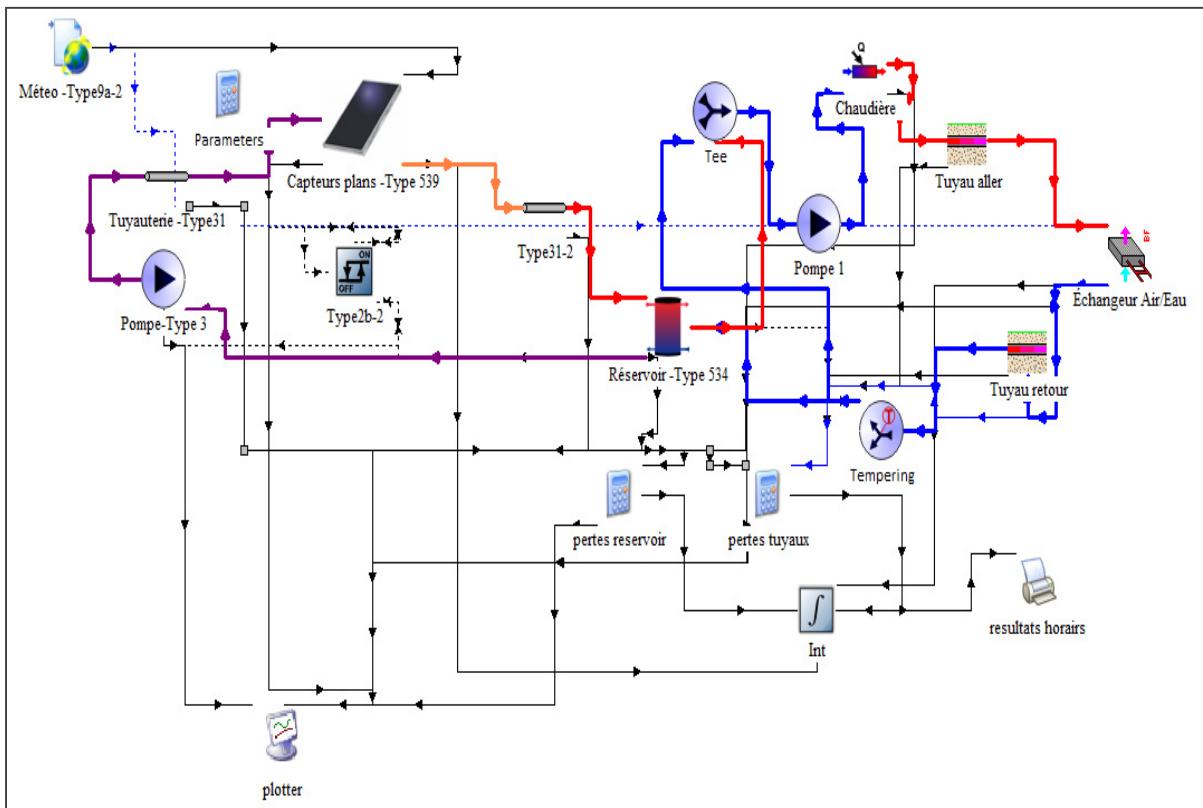


Figure 4.11 Schéma Trnsys du *Drainback* pour la simulation chauffage

4.5.2 Résultats de la simulation

Une série de simulations a été exécutée. Parmi les résultats trouvés, il sera mis l'accent sur les différentes valeurs des besoins en chauffage selon divers scénarios. Un bilan d'énergie incluant des gains et pertes d'énergie sera illustré à travers les diagrammes de Sankey.

4.5.2.1 Illustration graphique du système de base : Diagramme de Sankey

Le bilan énergétique relié au chauffage d'air, figure 4.12, montre bien qu'une part non négligeable de l'énergie injectée dans le système via la chaudière (E_{ch}) est perdue par les tuyaux ($Q_{pertes,tubes}$).

L'analyse annuelle faite au moyen de Trnsys montre que 2736 MJ d'énergie est requis par le système de base pour alimenter l'espace en air chaud, duquel 723 MJ sont perdus à travers les tuyaux dans le sol, soit plus de 25 %.

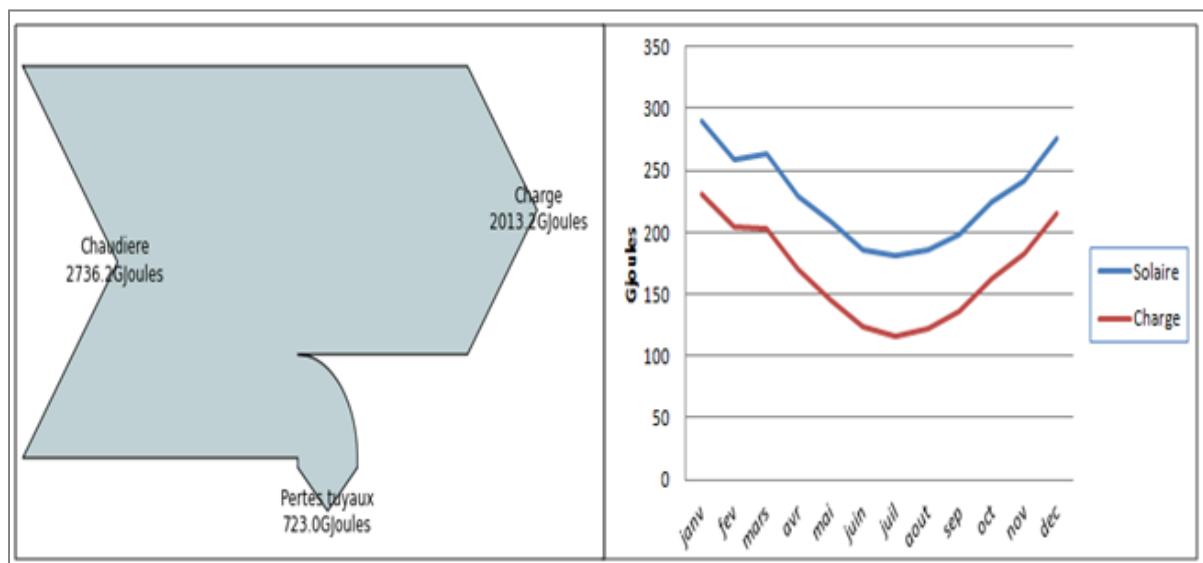


Figure 4.12 : Bilan énergétique (gauche) global et (droite) mensuel du système de base. La chaudière représente l'énergie totale fournie par la chaudière à l'eau et l'échangeur est l'énergie utile fournie à l'air par l'échangeur

4.5.2.2 Analyse énergétique pour les différents scénarios de chauffage solaire

Les résultats de l'analyse énergétique obtenus selon les différents scénarios proposés sont donnés dans le tableau 4.3.

Tableau 4.3 Analyse énergétique de l'installation de chauffage selon les différents scénarios

Surface de captage	800 m ²	2400 m ²	4800 m ²	9600 m ²
Volume du réservoir	80 m ³	240 m ³	480 m ³	960 m ³
Autovidangeable (Capteur de Type AE-40)				
Q_{capt} (GJ)	1488,8	3411,7	5740,2	10018,8
F (%)	10,5	42,7	58,9	68,8
Autovideangeable (Capteur de Type 539)				
F (%)	2,8	45,9	67,2	79,3
Tube sous vide (Collecteur de type SC 830)				
Q_{capt} (GJ)	1535,6	3848,8		
F (%)	24,9	66,4		

D'un point de vue (efficacité énergétique/ faisabilité), les résultats de l'analyse comparative montrent que le scénario 2 est le plus raisonnable à prendre en compte. Toutefois, sur le plan environnemental, encore une fois, l'autovidangeable semble le plus approprié même si la fraction solaire des sous vide est la plus importante.

4.6 Conclusion du chapitre

Dans ce chapitre, deux exemples d'installation de chauffage autovidangeable sont traités. Dans le premier lié au chauffage résidentiel, les besoins sont de 31700 kWh. Dans le deuxième lié au chauffage industriel et fonctionnant à la base au gaz naturel, ils sont beaucoup plus importants. Dans les deux cas, une analyse comparative et énergétique est réalisée avec les sous vide et avec d'autres types de capteurs plans. Les résultats obtenus selon différents scénarios montrent que c'est viable de chauffer un espace avec des capteurs Autovidangeables. Une analyse économique suivra ce chapitre pour plus de précision.

CHAPITRE 5

ÉTUDE ÉCONOMIQUE ET IMPACT ENVIRONNEMENTAL

5.1 Introduction

L'étude vise à calculer la rentabilité (*VAN*) et le retour sur l'investissement (*RSI*) du système à retour par gravité. Ainsi, des scénarios sont envisagés. Il s'agit en premier lieu de calculer les deux concepts en combinant ce système avec une installation de base fonctionnant soit avec de l'électricité, au mazout ou au gaz naturel. Ce travail sera suivi d'une étude comparative d'un système fonctionnant avec des collecteurs à tubes sous vide. Une proposition traitant des systèmes plus rentables sera donnée. Cette analyse économique sera traitée pour le cas du chauffe-eau solaire autovidangeable et étalée par la suite pour le cas d'un système combiné avec le chauffage. Finalement, l'étude met également l'accent sur l'impact environnemental. Les calculs sont assurés au moyen d'un programme sous *Python*.

5.2 Simulation économique appliquée pour le système du chauffe-eau solaire

Dans les systèmes solaires de chauffage d'eau chaude (CESDs), la première estimation économique consiste à déterminer le coût de l'énergie requise pour chauffer l'eau soit à l'électricité, au mazout ou au gaz naturel. Et ce, si toute la consommation était faite par l'énergie solaire. Les différents coûts sont calculés en usant de la formule 5.1 et en se basant sur l'état financier cité en annexe V.1. Le système de base est présenté dans la figure 5.1.

$$C_{source,an} = \frac{E_{charge,an}}{\varepsilon \times PCI} \times C_{source} \quad (5.1)$$

$E_{charge,an}$ Consommation moyenne annuelle d'énergie (MJ/an) ; ε est le rendement en (%) ; PCI est le pouvoir calorifique inférieur selon la source exprimé en MJ/L pour le gaz, en MJ/kWh (cas électrique) et en MJ/m³ pour le mazout. C_{source} définit le coût de la source d'énergie, il est en (\$/kWh) pour l'électrique, en (\$/L) pour le gaz et (\$/m³) pour le mazout.

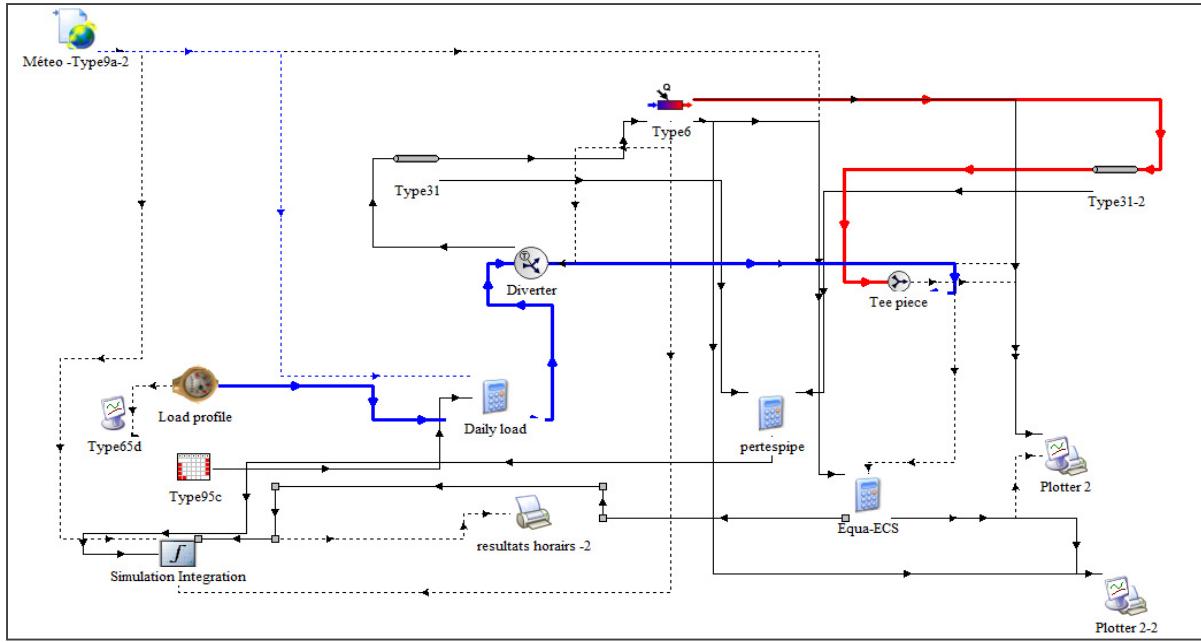


Figure 5.1 Schéma TRNsystème de base pour une étude économique d'un système d'eau chaude fonctionnant soit en électricité, au mazout ou au gaz naturel
L'auxiliaire est présenté par le module de Type 6

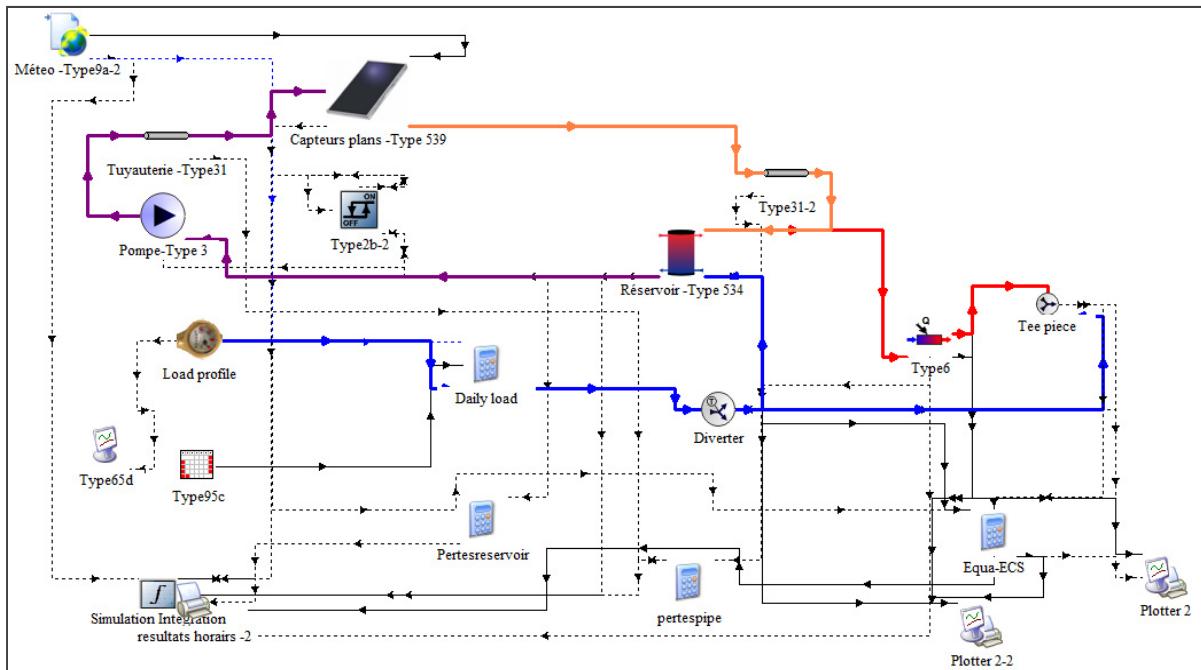


Figure 5.2 Schéma TRNsystème de l'installation de chauffe-eau solaire autovidangeable (Drainback) dressé pour une analyse économique
L'auxiliaire est assuré soit au mazout, en électricité ou en gaz

Une fois que les différents coûts sont définis et calculés, ils seront injectés dans la formule 5.2 pour le calcul de la *VAN* (Valeur Actualisée Nette) et dans la formule 5.3 pour le calcul du RSI (Retour sur l'Investissement).

Le concept de *VAN* renseigne sur la rentabilité qui fait appel à la notion du taux de l'inflation i , du taux d'actualisation d ou (t) , de la valeur résiduelle (V_r), du coût des systèmes ou de l'investissement (I) et du paiement initial.

$$VAN = -I + \sum_{j=1}^{M-J} A_j FVA(N, i, t) + \sum_{j=1}^J A_{j,int} FVA_{int}(N_p, n, m, t) + V_r \quad (5.2)$$

Le retour sur l'investissement renseigne sur la durée de l'amortissement du système. Il s'agit de faire le rapport du montant total investi (I) par l'économie initiale de la source d'énergie d'appoint utilisée pendant la première année.

$$RSI = \frac{\text{Montant total investi}}{\text{Economie initiale}} \quad (5.3)$$

L'économie initiale se calcule à l'aide de l'équation 4.4 comme suit :

$$\text{Economie initiale} = C_{source,an} \times F \quad (5.4)$$

F correspond à la couverture solaire moyenne calculée.

Une étude plus poussée est aussi envisagée. Il s'agit de comparer entre les systèmes autovidangeables et les sous vide à glycol, car ces derniers sont les plus utilisés au Québec. La simulation est donnée aux deux types de collecteurs, le SC 830 et le HP450-30. Les deux systèmes sont illustrés dans les figures 5.3 et 5.4.

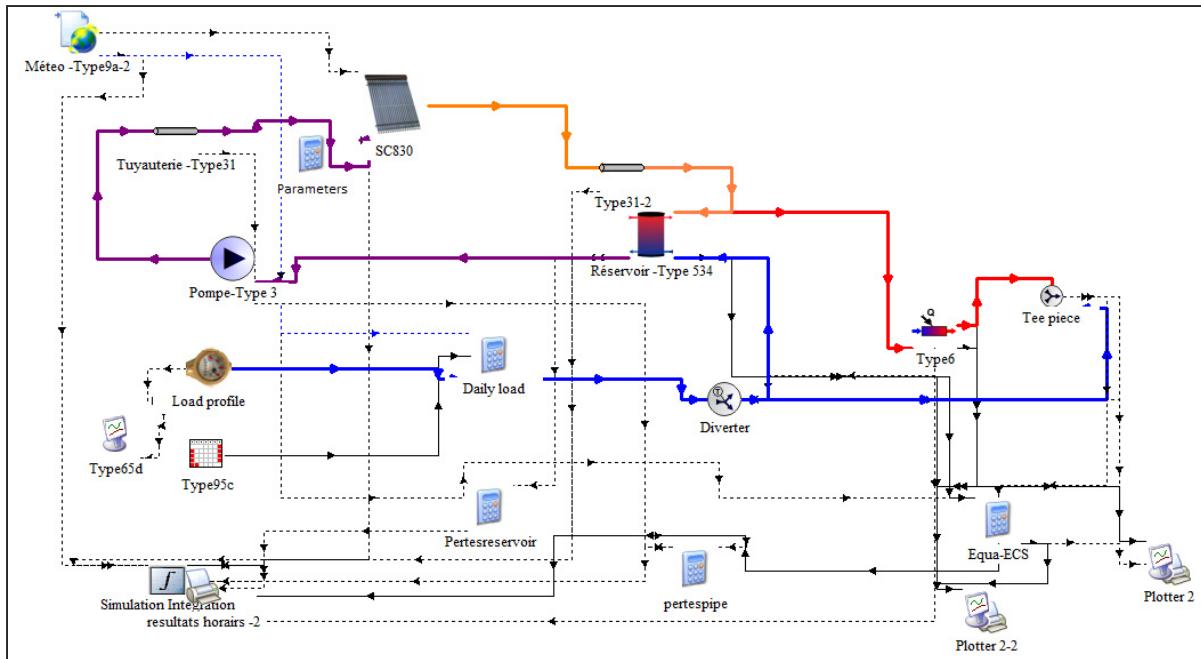


Figure 5.3 Schéma TRNSys pour une étude comparative drainback et du sous vide SC830

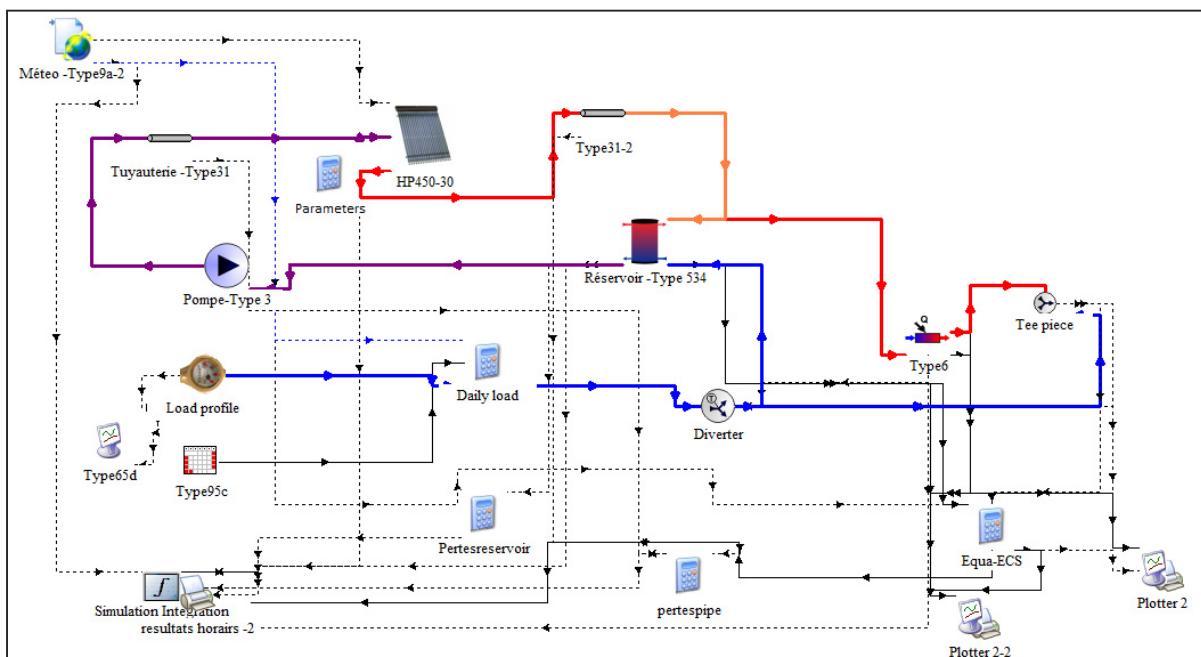


Figure 5.4 Schéma TRNSys pour une étude comparative drainback et du sous vide HP450-30

5.3 Résultats de l'évaluation économique du chauffe-eau solaire autovidangeable

Il s'agit des résultats de la *VAN* et de *RSI* trouvés selon les divers scénarios proposés. En premier lieu, ceux élaborés pour un système autovidangeable dont l'appoint est assuré soient au gaz, à l'électricité et au mazout. Suivent ceux correspondant à l'étude de l'autovidangeable et des systèmes fonctionnant avec des collecteurs sous vide.

5.3.1 Résultats de la *VAN* et de *RSI* du système autovidangeable dont l'appoint est assuré au gaz, à l'électricité et au mazout

Les résultats trouvés dans cette section sont obtenus en considérant un cycle de vie du système solaire de 20 ans. Les prix des installations solaires et de ces composantes ainsi que les données économiques, telles le taux d'inflation, d'actualisation et autres, sont cités respectivement dans l'annexe V, à la Figure V-1 et au Tableau V-1.

Le *RSI* (formule 4.3), calculé dans l'environnement *Python* et dont les fonctions de la librairie finance-mode.py sont fournies par Lamarche (2017), est trouvé égal à 23,42 ans dans le cas de l'utilisation de l'électricité comme source auxiliaire, de 27,88 ans dans le cas de l'utilisation de gaz naturel et de 12,62 ans pour le cas du mazout.

Dans le cas de calculs de la *VAN* (formule 4.2), la rentabilité de l'installation, celle-ci doit rester opérationnelle au moins pendant la durée de son amortissement. La valeur de *VAN* est successivement égale à 1217,34 \$, 1887,96 \$ et -1598,50 \$ dans les cas des appoints électriques, du mazout et du gaz naturel.

Les économies annuelles enregistrées sont successivement de 244,27 pour le cas d'utilisation de la source électrique, de 480 \$ pour le cas de la source au mazout et enfin de 215,31 si la source en énergie est au gaz naturel.

Le tableau 5.1 ci-dessous indique l'ensemble des calculs.

Tableau 5.1 Résultats de *VAN* et de *RSI* du chauffe-eau solaire selon les trois scénarios

Quelques paramètres d'utilisation des sources d'appoints			
	Électrique	Mazout	Gaz naturel
Rendement (%)	100	75	79
Pouvoir calorifique minimum (PCI)	-	38,68 MJ/L	37,658 MJ/m ³
Coût unitaire C	0.08 \$/kWh	1.197 \$/L	0.6 \$/m ³
Résultats de calcul de l'installation de base			
Énergies consommées (GJ)	13,58	18,11	17,19
Prix annuel (\$/an)	301,79	560,08	253,48
Résultats de calcul de l'installation autovidangeable selon les divers appoints			
Consommation annuelle (GJ)	2,59	2,59	2,59
Coût initial (\$) (Annexe V-1)	5732,00	5732,00	5732,00
Paiement initial (\$)	-1146,40	-1146,40	-1146,40
Paiement annuel (\$)	337,42	337,42	337,42
Énergies économisées (GJ)	10,99	15,52	14,60
Économies annuelles (\$)	244,27	480,00	215,31
Valeurs résiduelles (\$)	255,69	255,69	255,69
RSI (ans)	23,42	12,62	27,88
VAN (\$)	-1217,34	1887,96	-1598,50

L'analyse montre que seul le scénario avec un appoint au mazout est viable. Mais, celui-ci est nocif pour l'environnement. Dans le cas de l'utilisation de l'auxiliaire électrique, les résultats de non-rentabilité étaient prévus, car comme il a été mentionné dans l'introduction générale le coût unitaire de l'électricité est très bas dans la province. Le système combiné au gaz naturel donne également un résultat non satisfaisant avec une durée de remboursement de 30 ans. Une durée qui dépasse la durée du système tout comme celle du cas de l'électricité.

5.3.2 Résultats de l'étude comparative d'un système autovidangeable versus le système à tube sous vide

Comme précédemment, les résultats trouvés dans cette section sont obtenus en considérant un cycle de vie du système solaire de 20 ans. Les prix des composantes et des installations solaires sont donnés dans l'annexe V. À la même annexe, tableau V-1, on trouve les données économiques correspondantes telles, les taux d'inflation, d'actualisation et autres.

Avec les coûts totaux, 5732 \$ (annexe V-1) et 8073 \$ (Dakhli, 2014), du système autovidangeable et du sous vide, le RSI (formule 5.3) calculé pour le cas d'un appoint électrique est trouvé égal à 31,80 ans pour les sous vide et de 23,42 ans pour les systèmes autovidangeables. Pour la *VAN* (formule 5.2), la valeur obtenue dans ceux des systèmes sous vide est de -2904,45 \$. Ce résultat comparé à celui obtenu précédemment dans le cas des systèmes autovidangeables montre que ces derniers sont plus appropriés. Le tableau 5.2 ci-dessous récapitule l'ensemble des calculs.

Tableau 5.2 Résultats de *VAN* N et de *RSI* pour le cas d'Autovidangeable et de sous vide

Modèles	Chauffe-eau solaire autovidangeable	Chauffe-eau solaire à tube sous vide avec glycol
Consommation annuelle (GJ)	2,59	2,17
Coûts initiaux (\$)	5732,00	8073,00
Paiement initial (\$)	-1146,40	-1614,6
Paiement annuel (\$)	337,42	475,22
Énergies économisées (GJ)	10,99	11,41
Économies annuelles (\$)	244,27	253,63
Valeurs résiduelles (\$)	255,69	360,12
VAN (\$)	-1217,34	-2904,45
RSI (ans)	23,42	31,80

Dans ce cas d'étude, les résultats obtenus avec le scénario utilisant les sous vide ne sont également pas rentables malgré leurs performances.

5.3.2.1 Proposition d'une étude économique pour des systèmes autovidangeable plus rentables

Les résultats obtenus précédemment montrent que les chauffe-eau solaires autovidangeables ne sont pas rentables au Québec principalement à cause du coût très bas de l'électricité. Ainsi, une étude parallèle dans une zone éloignée du réseau Hydro-Québec est envisagée.

Toutefois, l'exemple du site le plus approprié est celui des îles de la Madeleine, car il est situé dans la même zone que Montréal et dont l'approvisionnement aux besoins énergétiques est très onéreux et polluant. Cependant, l'utilisation des énergies renouvelables dans cette région serait une bonne option pour amortir les centrales thermiques fonctionnant à moteur diesel utilisé pour la production de l'électricité.

En effet, la centrale thermique, à moteur diesel, utilisée pour satisfaire les besoins énergétiques de la population de cette région coûte non seulement cher (Baril, 2010; Hydro-Québec, 2020), mais nocif pour l'environnement. Entre autres, les résultats, de la section 5.3.2, ont montré que les autovidangeables sont plus appropriés que ceux avec glycol et dont le fluide antigel est toxique et dégradable.

Cette section traite donc de l'évaluation économique et environnementale des autovidangeables supposés installés dans les Îles-de-la-Madeleine où le chauffage de l'eau chaude est assuré soit avec une source électrique, dont le coût unitaire est de 0,43 \$/kWh (Hydro-Québec, 2004), ou avec des fournaises au mazout.

Le schéma Trnsys appliqué dans le cas des Îles-de-la-Madeleine est inspiré de celui de la figure 5.2. Le module de l'auxiliaire de Type 6 présente soit avec un appoint électrique ou un appoint au mazout.

Les résultats obtenus sont indiqués au tableau 5.3

Tableau 5.3 Résultats de *VAN* et de *RSI* des chauffe-eau solaires Autovidangeables appliqués aux îles de la Madeleine

Auxiliaire	Électrique	Mazout
Rendement (%)	100	75
Pouvoir calorifique minimum (PCI)	-	38,68 MJ/L
Consommation annuelle (GJ)	2,59	2,59
Coût unitaire C	0,43 \$/kWh	1,197 \$/L
Paiement initial (\$)	-1146,40	-1146,40
Paiement annuel (\$)	337,42	337,42
Énergies économisées (GJ)	10,99	15,52
Économies annuelles (\$)	1312,93	480,00
Valeurs résiduelles (\$)	255,69	255,69
RSI (ans)	4,36	12,62
VAN (\$)	12850,81	1887,96

Les résultats de la *VAN* et du *RSI* affichés dans ce tableau sont attendus, car le coût unitaire de l'électricité est passé de 0,08 \$/kWh à 0,43 \$/kWh. Ce qui confirme notre proposition pour la meilleure utilisation des installations autovidangeables au Québec.

5.4 Résultats de l'évaluation économique du système solaire autovidangeable appliqué au chauffage résidentiel

Dans cette section, il est question d'évaluation de la Valeur Actualisée Nette (*VAN*) pour différents scénarios et selon les configurations choisies. L'étude économique est basée sur des hypothèses fixes afin d'aboutir à une étude générale et plus proche de la réalité. Le cycle de vie est pris pour 20 ans et les paramètres économiques utilisés dans les calculs, en extrants et en intrants sont résumés en Annexe V (Tableau V.I)

Les configurations élaborées sur Trnsys pour une étude économique d'une installation de chauffage résidentiel sont données dans les figures 5.5 et 5.6.

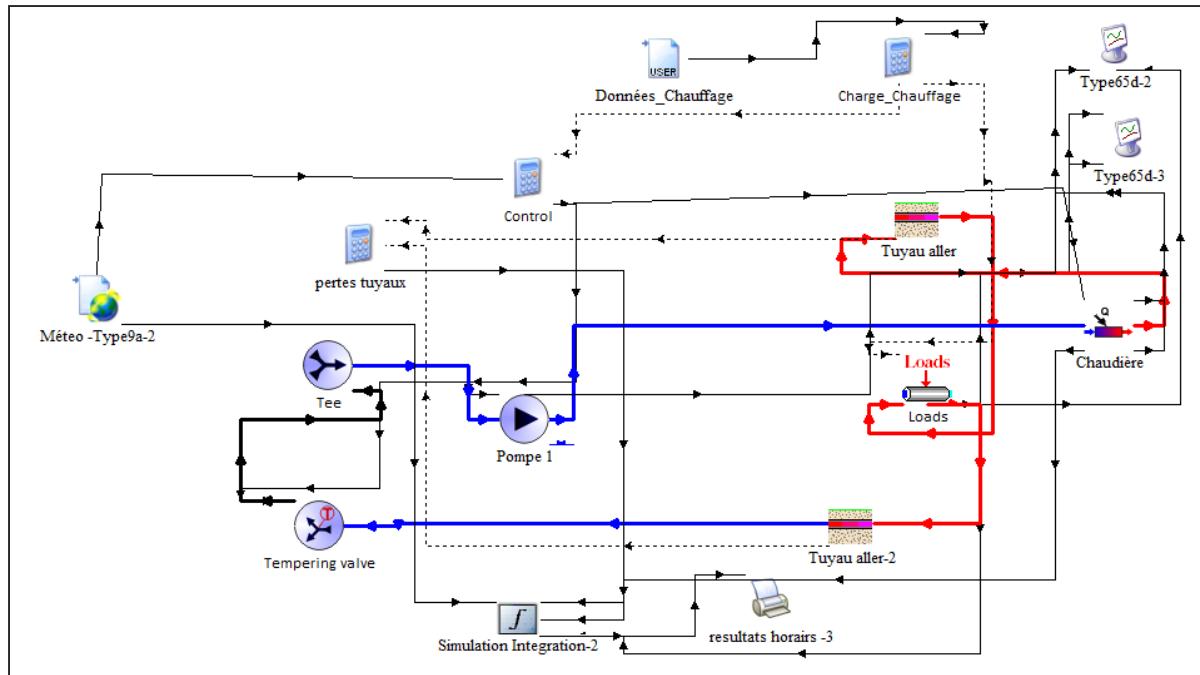


Figure 5.5 Schéma TRNsyst de base pour une étude économique d'un système de chauffage

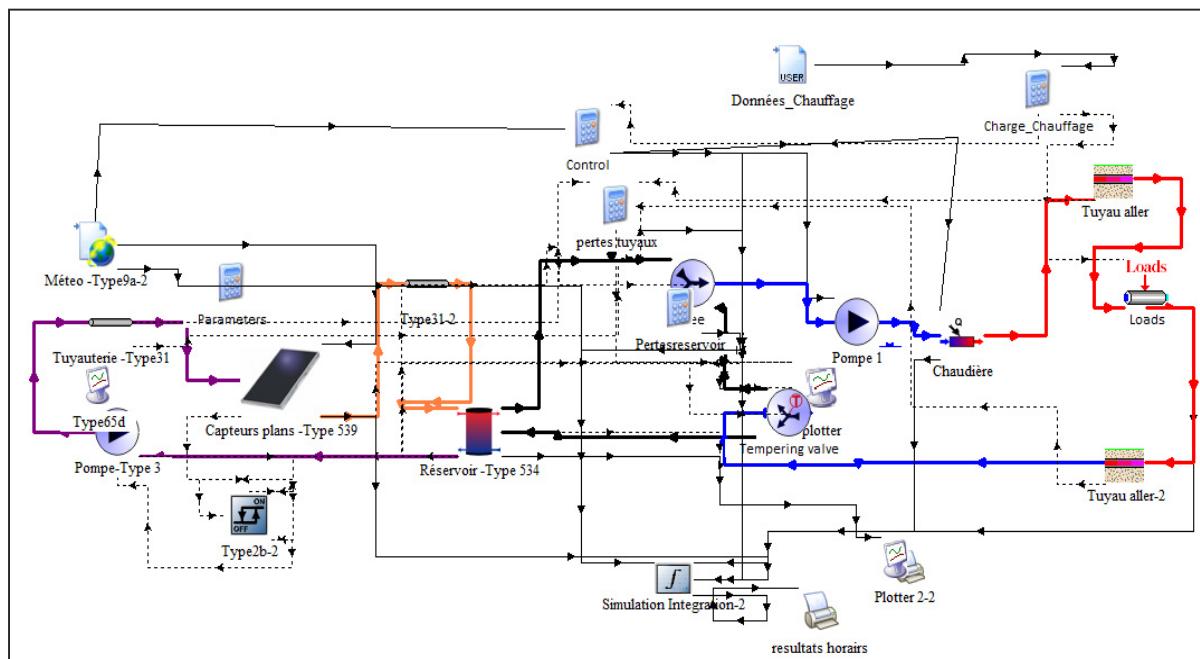


Figure 5.6 Schéma TRNsyst pour une étude économique d'un système de chauffage solaire avec un auxiliaire électrique

Les résultats obtenus sur la base d'un fichier de données fourni par la simulation sur trnsys et intégré dans un programme élaboré sous *python* sont résumés dans le tableau 5.4.

Tableau 5.4 Analyse économique du chauffage solaire résidentiel selon les différents scénarios proposés. L'angle d'inclinaison (β) est de 60 degrés

Modèles	Système Autovidangeable			
Aires (m²)	22 (n=10)	44 (n=20)	86(n=40)	172(n=80)
Volume (m³)	2,2	4,4	8,6	17,2
Coût initial (\$)	11884	20484	37684	72084
Économies (\$)	567,1	1067,8	1671,4	2098,4
VAN (k\$)	-1724,7	-1784,6	-7140,4	-28123,1
RSI (an)	24,6	20,3	23	34,5

Les chiffres obtenus du tableau 5.4 montrent que les capteurs plans autovidangeable, de types 539, ne sont pas viables pour les besoins de chauffage résidentiel, quel que soit le nombre de capteurs désirés.

Toutefois, l'installation avec un nombre acceptable de capteurs (vingt) donne un meilleur résultat.

Une subvention du gouvernement et des ajustements sur l'installation donneront sûrement un meilleur résultat.

5.5 Analyse économique dans le cas de chauffage solaire industriel

Les hypothèses et les paramètres économiques utilisés pour trouver les résultats affichés dans le tableau sont les mêmes que ceux utilisés précédemment à la section 5.3 et 5.4. Sinon, à la différence des autres résultats obtenus précédemment, les données du tableau 5.5 sont beaucoup plus larges et explicites.

Tableau 5.5 Analyse économique du chauffage solaire industriel selon les différents scénarios proposés. L'angle d'inclinaison (β) est de 60 degrés

Modèles	Drainback (capteur AE-40)			Drainback			Tube sous-vide	
	Aires (m ²)	800	2400	9600	800	2400	9600	800
Coût initial (k\$)	743	2229	8909	743,4	2229,4	1782	939	3070
Économies (k\$)	13	23	30	12,5	24,8	34,4	18	30
VAN (k\$)	-399	-1426	-6490	-410,35	-139,2	-6437,6	-486	-1975

L'analyse économique montre, selon les résultats donnés au tableau 5.5, qu'aucun des systèmes étudiés n'atteint un *VAN* positif malgré les économies significatives.

Toutefois, les propositions ayant le meilleur *VAN* sont les projets à capteurs Autovidangeable de type 539 pour une superficie de 2400 m² et dont les économies sont proches de 25000 \$. Mais, du point de vue énergétique (voir chapitre 4) parmi les propositions atteignant l'objectif 70 % de la fraction solaire, le modèle sous vide SC 5830 est celui qui répond au mieux. Reste que les installations utilisant ce modèle de collecteurs ne sont intéressantes du point de vue environnemental.

À partir de ce tableau, en déduit également d'après une analyse de sensibilité que les économies des autovidangeables avec des de type 539 et ceux avec des capteurs de type AE-40 ont des valeurs très proches pour les mêmes superficies.

5.6 Impact environnemental

L'évaluation de l'impact environnemental se mesure par le calcul de la quantité de gaz à effet de serre en usant de la formule suivante,

$$m_{CO2/CH4/N2O} = V \times (C_{CO2} + C_{CH4} + C_{N2O}) \quad (5.5)$$

V ($= E_{charge} / PCI$) est le volume de combustible brûlé pour chauffer l'eau du bâtiment (L/an). Dans le cas du chauffage au mazout d'un résidentiel qui consomme 240 L (section 3.2) d'eau chaude par jour, cette valeur est de 467,9 L/an. C_{CO2} , C_{CH4} et C_{N2O} sont les coefficients d'émission de dioxyde de carbone, de méthane et d'oxyde nitreux. Ces valeurs dans le secteur résidentiel sont respectivement de 2725 g/L, 0,026 g/L et 0,006 g/L (Canada, 2019; ministère du Développement durable, 2012)

Dans le cas du chauffe-eau autovidangeable, la quantité annuelle de gaz à effet de serre émise pour chauffer l'eau calculée avec la formule 5.5 est de 1275,04 kg. Notons que cette valeur ne tient pas compte de l'ensemble des maisons de la région qui utilise une centrale au diesel de 38 millions de litres de mazout par année pour produire de l'électricité avec ses six moteurs de 11 000 kW chacun (Baril, 2010; Hydro-Québec, 2020).

Avec l'intégration du chauffe-eau solaire autovidangeable, dont la couverture solaire est de plus de 60 %, on aura une réduction presque de la moitié sur ces émissions. Ainsi, on conclut que l'intégration de l'autovidangeable au chauffage d'eau chaude contribue à diminuer l'impact environnemental principalement dans le cas des régions les plus éloignées du réseau Hydro-Québec.

Dans cette section, le calcul de la quantité de gaz à effet de serre s'est limité uniquement au cas d'une installation de production d'eau chaude sanitaire. Cette quantité serait sûrement beaucoup plus importante dans le cas des installations utilisées pour le chauffage résidentiel ou industriel.

5.7 Conclusion du chapitre

Ce chapitre, qui traite de la modélisation économique pour différents scénarios, donne une représentation éclairée du potentiel économique des installations des systèmes solaires thermiques autovidangeables.

Ainsi, pour le cas des chauffe-eau solaires, après la collecte d'informations fiables à partir des résultats obtenus, des choix appropriés ont été faits afin d'optimiser leurs utilisations. D'où, l'étude comparative entre les installations de chauffe-eau autovidangeables et les installations à tubes sous vide. Finalement, en tenant compte non seulement du coût, mais également de l'aspect environnemental, une installation autovidangeable a été développée aux Îles-de-la-Madeleine. Un site situé dans la même zone que Montréal, mais éloigné du réseau Hydro-Québec.

Cette étude économique est élargie pour une analyse de sensibilité dans le cas de l'utilisation de l'installation autovidangeable pour le chauffage résidentiel et industriel. D'ailleurs, les données récoltées sur les économies annuelles, en termes de coûts et d'énergies, sont très significatives bien que les *VAN* affichent des valeurs négatives.

Pour ce qui est de l'évaluation de l'impact environnemental, seule la quantité de gaz à effet de serre de l'installation autovidangeable appliquée pour la production d'eau chaude sanitaire est calculée. Toutefois, dans le cas des installations appliquées au chauffage, selon les résultats obtenus des simulations énergétiques, la quantité de gaz à effet de serre serait beaucoup plus importante.

CONCLUSION

Dans le contexte environnemental, le recours à l'utilisation des systèmes de chauffe-eau solaires et de chauffage présente une solution de remplacement aux systèmes conventionnels. Dans les pays nordiques, une attention particulière doit être portée à cette technologie, car elle présente quelques contraintes climatiques, en l'occurrence le gel et la surchauffe, notamment dans la ville de Montréal au Québec. Or, la solution la plus répandue à l'échelle de cette ville pour vaincre principalement la contrainte de gel est le recours aux systèmes solaires pressurisés et des sous vide utilisant un mélange eau-glycol. Certes, ces derniers sont plus performants que les systèmes solaires à retour par gravité du point de vue énergétique, mais ils ne respectent pas autant les exigences environnementales, car le glycol est toxique et dégradable avec le temps. Il est aussi prouvé que les systèmes sous vide sont encore moins rentables comparés aux systèmes utilisant les capteurs plans à retour par gravité.

L'objectif principal du projet était de comparer les performances d'un système solaire à retour par gravité prédictes par un modèle théorique et les performances réelles mesurées en laboratoire. À partir de ce modèle, il sera possible d'évaluer les paramètres importants influençant la performance de ces systèmes pour en améliorer la conception. Il s'agissait d'étudier au moyen d'un logiciel de simulation Trnsys la disposition d'un système solaire autovidangeable, utilisant l'eau comme fluide caloporteur, à vaincre les conditions météorologiques nordiques et démontrer ses performances énergétiques. En effet, les valeurs obtenues par l'étude comparative élaborée, qui s'approchent à 80 % les unes des autres, confirment la validité et la fiabilité du système. Après validation du modèle, trnsys, celui-ci a été utilisé, dans un premier temps, pour simuler un chauffe-eau solaire. Par la suite, son utilisation a été étendue pour également simuler un système combiné (chauffage et production d'eau chaude sanitaire).

Dans le cas du chauffe-eau, la fiabilité du système en ce qui concerne sa résistance au gel et à la surchauffe a été prouvée. Les résultats trouvés montrent aussi la manière la plus adéquate pour mieux optimiser le fonctionnement de cette installation, que ce soit en hiver ou en été.

En effet, certaines périodes qui nécessitent un ajout d'une source d'énergie supplémentaire, à l'exemple de la journée du 10 décembre, peuvent être détectées. Or, dans la littérature, les travaux expérimentaux, décrivant l'efficacité du système autovidangeable contre le gel et la surchauffe, sont peu nombreux et peu explorés, mais ceux traités par simulation numérique le sont encore moins. Ce travail de modélisation numérique contribue non seulement à compléter le travail expérimental, déjà réalisé avec le même système, mais il nous informe également et davantage sur le comportement du système en explorant les performances journalières, mensuelles et annuelles. De plus, le modèle obtenu peut être utilisé, et ce, quel que soit le lieu d'installation.

La fiabilité et la performance d'un tel système sont également jugées en fonction des différentes pertes et gains engendrés. La comparaison des résultats trouvés par cette recherche avec ceux de l'étude expérimentale respectant la norme CSA F379 est intéressante. En effet, dans le cas de la production de l'eau chaude sanitaire, les pertes thermiques dans la tuyauterie de retour exposée à l'extérieur ont été estimées à 4 % de la puissance thermique récupérée par les capteurs sur la base annuelle. Toutefois, ces pertes ne posent ni problème de gel et ni de surchauffe. À tout moment l'appareil fonctionne. Le débit d'eau, généré et qui varie selon la vitesse imposée par la pompe, permet de repérer les démarrages et les arrêts de l'installation. Pour une journée type du mois le plus froid de l'année (janvier), les pertes dans la tuyauterie ne sont que de 1,2 %. Également, les pertes nocturnes ne représentent que 4 % de la puissance fournie par les capteurs. Quant aux pertes dues aux réservoirs, elles sont estimées à 11 % annuellement. Mais, dans tous les cas, celles-ci peuvent être récupérées pour chauffer le local intérieur pendant la saison de chauffe. Pour un jour type de janvier, ces pertes affichent uniquement 1,9 %. Quant aux performances du système, le rendement annuel est de 45 % avec un taux de couverture solaire de 73 %. Sur la base journalière, le rendement du système et la couverture solaire affichent des valeurs intéressantes sur l'ensemble des journées types du mois dans l'année à l'exception de la journée du 10 décembre dont les valeurs sont respectivement de 20 % et de 34 %. Toutes ces données démontrent la fiabilité de l'installation autovidangeable, ainsi que sa capacité à surmonter les conditions de gel, de stagnation du fluide et de surchauffe. Toutefois, une source d'énergie supplémentaire,

comme un appont électrique, est nécessaire pour combler les besoins énergétiques des journées très froides de janvier et décembre.

Pour ce qui a attrait à l'étude de l'installation du chauffage, pour une superficie de 44 m² et de 31700 kWh en besoins thermiques, le taux de fraction solaire atteint 47 % avec un rendement de 27,9 %. Ces résultats ne sont pas certes très satisfaisants, mais ils ne sont pas non plus médiocres. Ceci dit, l'appareil solaire devrait être associé à d'autres types d'appareils et à d'autres formes de sources d'énergie pour combler le manque en besoins thermiques, telles les installations géothermiques, hybrides (soit d'associer des panneaux solaires photovoltaïques aux panneaux thermiques) et autres.

L'étude économique simulée au moyen de TRNSYS et programmée dans l'environnement *Python* a montré que le projet rencontre un défi de réduction des coûts associés à l'investissement et à la maintenance. Il est toutefois possible de faire un compromis entre la performance énergétique, la faisabilité et la rentabilité du système. La *VAN* qui détermine la rentabilité du système à retour par gravité installé à Montréal n'atteint pas des valeurs positives dans tous les cas d'études, et ce malgré des économies significatives.

Ainsi, dans le cas de la production de l'eau chaude sanitaire, en considérant trois scénarios, les économies annuelles affichent 244,27 \$, 480,0 \$ et 215,13 \$ dans le cas où l'installation est munie d'un auxiliaire électrique, au mazout ou au gaz naturel. La valeur de la *VAN* dans le cas d'utilisation d'un auxiliaire au mazout, qui est de 1887,96 \$, est meilleure comparée aux deux autres, mais elle ne l'est pas du point de vue environnemental. Celle affichée en considérant l'auxiliaire électrique est plutôt négative (-1217,34 \$) malgré l'économie considérable. Toutefois, du point de vue énergétique, les installations solaires de production d'eau chaude peuvent être, si elles sont subventionnées, efficaces contre les pointes de consommation énergétiques enregistrées chaque année.

D'autre part, le premier scénario utilisant l'auxiliaire électrique est retenu pour effectuer une étude comparative entre une installation à retour par gravité et des systèmes à tubes sous vide

utilisant le glycol. Cette nouvelle étude montre que les installations utilisant les collecteurs sous vide avec un appoint électrique sont certes plus performantes énergétiquement, mais moins rentables et encore moins bons sur le plan environnemental. Finalement, le meilleur compromis est d'orienter l'étude vers une zone éloignée du réseau Hydro-Québec, tel que les îles de la Madeleine, dont le climat est semblable à celui de Montréal. Cette étude a démontré que 480 \$/an peuvent être épargnés dans la production de l'électricité servant au chauffage de l'eau chaude et, l'équivalent de 1275 kg par habitation de gaz à effet de serre peuvent être prévenu chaque année.

Quant à l'étude économique réalisée sur les installations solaires de chauffage conçues pour le chauffage, les résultats affichés montrent que même avec un nombre raisonnable de capteurs, les *VAN* affichent des valeurs négatives. Toutefois, les économies annuelles sont intéressantes. Elles affichent 1067,8 \$ pour le cas de chauffage résidentiel, dont le nombre de capteurs est de 20, et de 12500 \$ pour le cas du chauffage industriel fonctionnant à la base avec du gaz naturel pour une surface de captage de 800 m². Le coût pourrait être considérable en associant l'appareil solaire à d'autres formes de sources énergétiques. Par contre, une subvention gouvernementale pourrait aider à la réalisation de ce type de projet.

Les résultats trouvés illustrent l'intérêt de ce travail de recherche sur les systèmes à retour par gravité dans une zone froide de l'Amérique du Nord et donnent plus d'indications aux utilisateurs du domaine. Ainsi, ces premiers essais nous permettent de recueillir suffisamment d'informations bénéfiques à la concrétisation de ce type de projet.

ANNEXE I

MODÈLE ISOTROPE DU RAYONNEMENT SOLAIRE INCIDENT

Pour un rayonnement solaire incident sur les plans inclinés (capteurs solaires), il est supposé que la radiation diffuse est isotrope.

$$I_T = \underbrace{I_b R_b}_{I_{T,b}} + \underbrace{I_d \left(\frac{1+\cos\beta}{2} \right)}_{I_{T,d}} + \underbrace{I \rho_g \left(\frac{1-\cos\beta}{2} \right)}_{I_{T,r}} \quad (I-1)$$

Où,

$I_{T,b}$ Radiation totale inclinée directe ; I_b Radiation directe sur le plan horizontal

$I_{T,d}$ Radiation totale inclinée diffuse isotrope ; I_d Radiation diffuse sur le plan horizontal

$I_{T,r}$ Radiation totale inclinée réfléchie ; I_r Radiation réfléchie sur le plan horizontal

β Pente entre la surface plane et horizontale

ρ_g Coefficient de réflexion du sol (albédo) et dépend de type de surface

Le facteur R_b est le rapport entre la radiation directe sur un plan incliné et celle incident sur un plan horizontal sur une base horaire. Il dépend de différents angles horaires ω et solaires θ .

Au lever et couché du soleil, il peut être trouvé par la relation suivante :

$$R_b = \frac{I_{T,b}}{I_{H,b}} = \frac{\int_{\omega_1}^{\omega_2} G \cos \theta}{\int_{\omega_1}^{\bar{\omega}_2} G \cos \theta_z} \approx \frac{\cos \bar{\theta}}{\cos \theta_z} \quad , \quad \bar{\theta} \approx \theta \left(\bar{\omega} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \right) \quad (I-2)$$

Lorsqu'on n'est pas au coucher et au lever du soleil, il est donné dans l'équation 2.14.b dans le manuscrit de Duffie et Beckman, 2013

ANNEXE II

FICHE TECHNIQUE DU SYSTÈME DRAINBACK

MILLION SUN

Blue - B High Performance Solar Heating Collector By MILLION SUN

MillionSun's Blue-B solar collector combines BlueTech selective coating and laser welding technology from Germany, with manufacturing in China to the highest European quality standards. Final result becomes one of the best performing flat plate solar collector on the market today, with a very competitive price and 10 Years Warranty.

M-SBC/2.0-BLUE-B Technical Data

Aperture Area	1.93 m ² (20.78 Ft ²)	
Absorber Area	1.931 m ² (20.79 Ft ²)	
Collector Connection	22mm (3/4")	 SACCC SOLAR COLLECTOR CERTIFICATION
Dimension (L x W x H)	2048 x 1050 x 95 mm (80.7 x 41.3 x 3.7")	
Empty Collector Weight	38 kg (84 Lbs)	
Gross Area	2.15 m ² (23.14 Ft ²)	
Insulation	Glass Wool 50mm, 35 Kg/m ³	
Liquid Content	1.8L (0.5 US Gal)	
Maximum Working Pressure	10 Bar (145 PSI)	
Stagnation Temperature	190°C (374°F)	

Application

Compatible with most DHW Heating Systems	
Recommended Installation Angle	15 - 75°
Nominal Volume Flow Per Collector	50 - 200 L/H (13 - 53 US Gal/H)
Maximum Collectors In Series	10
Minimum Slope For Drain Back Design	1°
Heat Transfer Media	Water or Prop. Glycol Mixture up to 50%

Absorber

Aluminum Sheet laser welded to CU Harp Style Absorber	
Coating	BlueTech
Absorption	>95%
Emission	<5%
Header Material	CU 22mm (3/4")

Frame

Frame Material	Aluminum Alloy 6063
Frame Color	Black or Silver Anodized
Back Plate	AL. Sheet 0.5mm (#22 Gauge)

Glass Cover

Hail-Resistant, Low Iron, Patterned Tempered Solar Glass 3.2 mm	
Glass Transmission	>93%
Sealing Gasket	EPDM

TECHNICAL SPECIFICATIONS MAY CHANGE WITHOUT NOTICE. DISTRIBUTED BY MD ENERGY SOLUTIONS. 2012-09-30

Figure-A II-1 Fiche technique montrant l'ensemble des composants du collecteur

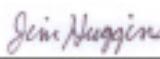
 <p>SUPPLIER: Millionsun Energy Co., Ltd. No. 18, Guangming Hi-Tech Industrial Park Eastern City District Dongguan, GUANGDONG PROVINCE 523000 China www.millionsun.com</p>	CERTIFIED SOLAR COLLECTOR						
		BRAND: MilSun MODEL: M-S80C2.0 COLLECTOR TYPE: Glazed Flat Plate CERTIFICATION #: 2011019A Original Certification: February 25, 2011 Expiration Date: August 13, 2022					
<p>The solar collector listed below has been evaluated by the Solar Rating & Certification Corporation™ (SRCC™) in accordance with SRCC OG-100, Operating Guidelines and Minimum Standards for Certifying Solar Collectors, and has been certified by the SRCC. This award of certification is subject to all terms and conditions of the Program Agreement and the documents incorporated therein by reference.</p>							
COLLECTOR THERMAL PERFORMANCE RATING							
Kilowatt-hours (Thermal) Per Panel Per Day				Thousands of Btu Per Panel Per Day			
Climate →	High Radiation (5.3 kWh/m ² day)	Medium Radiation (4.7 kWh/m ² day)	Low Radiation (3.1 kWh/m ² day)	Climate →	High Radiation (2000 Btu/ft ² day)	Medium Radiation (1500 Btu/ft ² day)	Low Radiation (1000 Btu/ft ² day)
Category (T1-Ta)				Category (T1-Ta)			
A (-5 °C)	9.0	6.8	4.5	A (-9 °F)	30.9	23.3	15.8
B (5 °C)	8.4	6.1	3.9	B (9 °F)	28.5	21.0	13.4
C (20 °C)	7.1	5.0	2.8	C (35 °F)	24.4	17.0	9.8
D (50 °C)	4.5	2.5	0.7	D (90 °F)	15.4	8.8	2.5
E (80 °C)	1.8	0.4	0.0	E (144 °F)	6.3	1.3	0.0
A- Pool Heating (Warm Climate) B- Pool Heating (Cool Climate) C- Water Heating (Warm Climate) D- Space & Water Heating (Cool Climate) E- Commercial Hot Water & Cooling							
COLLECTOR SPECIFICATIONS							
Gross Area:	2.150 m ²	23.14 ft ²	Dry Weight:	38 kg	84 lb		
Net Aperture Area:	1.931 m ²	20.79 ft ²	Fluid Capacity:	1.8 liter	0.5 gal		
Absorber Area:	1.983 m ²	21.13 ft ²	Test Pressure:	1130 kPa	164 psi		
TECHNICAL INFORMATION				Tested in accordance with:			
ISO Efficiency Equation [NOTE: Based on gross area and (P)•(T1-Ta)]							
SI UNITS:	$\eta = 0.692 - 2.67750 \cdot (P/VG) - 0.02084 \cdot (P/VG)^2$			Y Intercept:	0.699	Slope:	-4.475 W/m ² °C
IP UNITS:	$\eta = 0.692 - 0.60714 \cdot (P/VG) - 0.00231 \cdot (P/VG)^2$			Y Intercept:	0.699	Slope:	-0.789 Btu/hr.ft. ² °F
Incident Angle Modifier				Test Fluid:	Water		
0	10	20	30	40	50	60	70
K _{IA}	1.00	1.00	0.99	0.98	0.94	0.87	0.61
				Test Mass Flow Rate:	0.0215 kg/(s m ²)	Impact Safety Rating:	
REMARKS:							
 Jim Huggins Technical Director							
Print Date: October, 2012 © Solar Rating & Certification Corporation™ www.solar-rating.org • 400 High Point Drive, Suite 400 • Cocoa, Florida 32926 • (321) 213-6037 • Fax (321) 821-0910							
							

Figure-A II-2 Les différents paramètres certifiés du capteur



MD ENERGY SOLUTIONS

2700 Van Isle Rd., Qualicum Beach, B.C. V9K 1Z2
 Tel. 250 240 4024 Fax. 250 757 9055
www.mdEnergySolutions.com

"ALL-IN-ONE DB300" Integrated Drain Back Tank

SIMPLE	EFFICIENT	ECONOMICAL																																				
<p>ALL-IN-ONE Integrated Drain Back Tank has been years in making with a purpose to combine drainback tank and solar storage tank to simplify system, work with any drainback approved solar collectors; be the best on the market in its category regards to performance, cost, longevity, warranty; and to have all main components integrated in one convenient package. High quality components are mounted on the tank, controller is pre-programmed and tested, package is very simple to install, which in return saves time and money. Very low heat losses and increased heat transfer efficiency due to huge coil heat exchanger translates to quicker payback time and efficiency.</p>																																						
	<p>FEATURES</p> <p>Self Protected from frost and components failure using closed loop drain back principle. If solar pump fails or if the collectors are higher than 90°C, all water from solar collectors and supply pipes is drained back into the storage tank and it won't damage any components of the system.</p> <p>Up to 10% Higher Efficiency Achieved by using water as heat transfer media, which has higher energy capacity, lower viscosity and pressure loss; Tank's PU 2" foam insulation provides impressively low heat loss averaging less than 0.3 Deg. C / Hour; variables speed controller provides additional energy savings with smooth and quite operation.</p> <p>Maintenance Free except for periodical check on water level and controller status, compare to mandatory yearly testing of Glycol systems.</p> <p>Longer System Life Expectancy because water is not subject to acidification like glycol, components overheating is eliminated and by using cooper, brass or stainless steel parts corrosion protection is extended even further.</p> <p>Coil Design Decreases Legionella* growth with high flow of water through coil heat exchanger, which makes this design ideal for using with on demand water heaters. (*Common issue in solar storage tanks)</p> <p>Warranty is 10 years on tank and 3* years on remaining components. (* If not installed by certified dealer 1 Year Applies)</p>																																					
<p>SPECIFICATIONS</p> <table border="0" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tbody> <tr> <td style="width: 50%;">TANK Volume</td> <td>300L / 80 USG</td> </tr> <tr> <td>TANK Material</td> <td>1.5mm SSU304</td> </tr> <tr> <td>TANK Coil Single Wall H. Exch.</td> <td>38m, 1", SSU 316</td> </tr> <tr> <td>TANK Pressure Relief Valve</td> <td>2.06 Bars / 30 PSI</td> </tr> <tr> <td>TANK Insulation</td> <td>50mm / 2" Polyurethane</td> </tr> <tr> <td>Flow Meter</td> <td>2 - 20L/Min / .5 - 5GPM</td> </tr> <tr> <td>Max. Collector Area</td> <td>30 m² / 323 ft²</td> </tr> <tr> <td>Max. Operating Temperature</td> <td>90 °C / 194 °F</td> </tr> <tr> <td>Max. Operating HTF Volume</td> <td>50L / 13.5 USG</td> </tr> <tr> <td>Pipes & Connections</td> <td>¾" or 1" PEX, CU or NPT</td> </tr> <tr> <td>DHW Tempering Valve</td> <td>30-65C (preset @ 55C)</td> </tr> <tr> <td>Solar Pump</td> <td>TACO 009-SFS (Stainless)</td> </tr> <tr> <td>Head</td> <td>9m @ 90°C / 30' @ 194°F</td> </tr> <tr> <td>Flow</td> <td>5 - 30L/Min / 1.3 - 8 GPM</td> </tr> <tr> <td>PACKAGE Height</td> <td>1828 mm / 72"</td> </tr> <tr> <td>PACKAGE Width & Depth</td> <td>710 x 710mm / 28 x 28"</td> </tr> <tr> <td>PACKAGE Weight Empty</td> <td>83kg / 183 Lbs</td> </tr> <tr> <td>CONTROLLER</td> <td>Sorrel TDC4 w/ Variable Speed & Energy Metering, 18/3 Cord and 120V / 15A plug, 2 x PT1000 Silicon Sensors 1 x Outdoor Surge Term. Box</td> </tr> </tbody> </table>			TANK Volume	300L / 80 USG	TANK Material	1.5mm SSU304	TANK Coil Single Wall H. Exch.	38m, 1", SSU 316	TANK Pressure Relief Valve	2.06 Bars / 30 PSI	TANK Insulation	50mm / 2" Polyurethane	Flow Meter	2 - 20L/Min / .5 - 5GPM	Max. Collector Area	30 m ² / 323 ft ²	Max. Operating Temperature	90 °C / 194 °F	Max. Operating HTF Volume	50L / 13.5 USG	Pipes & Connections	¾" or 1" PEX, CU or NPT	DHW Tempering Valve	30-65C (preset @ 55C)	Solar Pump	TACO 009-SFS (Stainless)	Head	9m @ 90°C / 30' @ 194°F	Flow	5 - 30L/Min / 1.3 - 8 GPM	PACKAGE Height	1828 mm / 72"	PACKAGE Width & Depth	710 x 710mm / 28 x 28"	PACKAGE Weight Empty	83kg / 183 Lbs	CONTROLLER	Sorrel TDC4 w/ Variable Speed & Energy Metering, 18/3 Cord and 120V / 15A plug, 2 x PT1000 Silicon Sensors 1 x Outdoor Surge Term. Box
TANK Volume	300L / 80 USG																																					
TANK Material	1.5mm SSU304																																					
TANK Coil Single Wall H. Exch.	38m, 1", SSU 316																																					
TANK Pressure Relief Valve	2.06 Bars / 30 PSI																																					
TANK Insulation	50mm / 2" Polyurethane																																					
Flow Meter	2 - 20L/Min / .5 - 5GPM																																					
Max. Collector Area	30 m ² / 323 ft ²																																					
Max. Operating Temperature	90 °C / 194 °F																																					
Max. Operating HTF Volume	50L / 13.5 USG																																					
Pipes & Connections	¾" or 1" PEX, CU or NPT																																					
DHW Tempering Valve	30-65C (preset @ 55C)																																					
Solar Pump	TACO 009-SFS (Stainless)																																					
Head	9m @ 90°C / 30' @ 194°F																																					
Flow	5 - 30L/Min / 1.3 - 8 GPM																																					
PACKAGE Height	1828 mm / 72"																																					
PACKAGE Width & Depth	710 x 710mm / 28 x 28"																																					
PACKAGE Weight Empty	83kg / 183 Lbs																																					
CONTROLLER	Sorrel TDC4 w/ Variable Speed & Energy Metering, 18/3 Cord and 120V / 15A plug, 2 x PT1000 Silicon Sensors 1 x Outdoor Surge Term. Box																																					

TECHNICAL SPECIFICATIONS MAY CHANGE WITHOUT NOTICE. MD ENERGY SOLUTIONS - 13-04-06

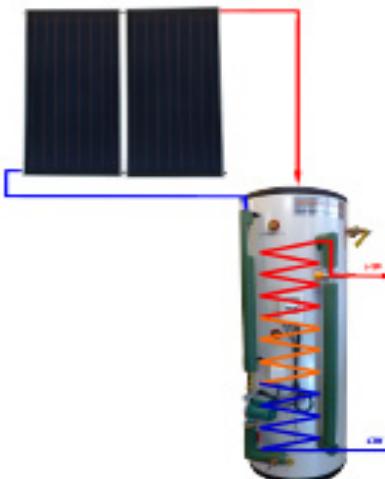


Figure-A II-3 Fiche technique montrant l'ensemble des composants du réservoir

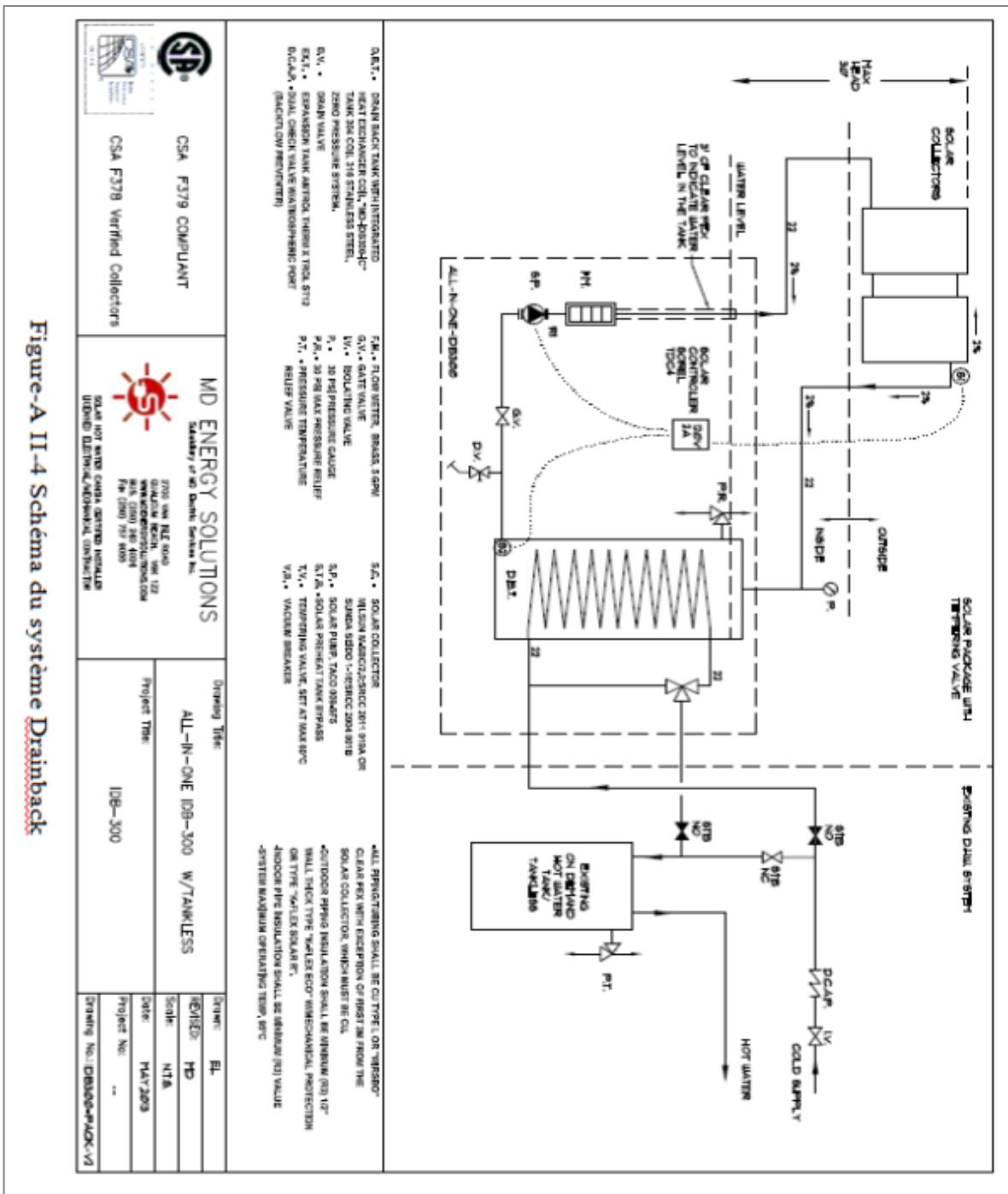


Figure-A II-4 Schéma du système Drainback

ANNEXE III

RÉCAPITULATIF DES COMPOSANTS DU SYSTÈME DRAINBACK ET LEURS MODULES (TYPES) UTILISÉS DANS TRNSYS

Tableau A III-1 Les différents composants constituant le système Drainback

Éléments	Caractéristiques					
Collecteur : Capteur plan à une vitre isolé	Nombre		Surface (m ²)		Orientation	
	2		2 x 2,15 = 4,3		Sud (y=0)	
Réservoir de stockage /réservoir de drainage	Volume (L)		Hauteur (m)		Diamètre interne (m)	
	300		1,829		0,591	
Source d'énergie auxiliaire	Mode		Puissance			
	électrique					
Pompe	Type		Puissance (HP)		Débit (L/min)	
	Taco 009-SF5		1/8		5 à 30	
Tuyauterie de raccordement	Matéri aux	Type	Épaisseur d'isolation (cm)		Diamètre interne (cm)	Longueur totale (m)
	Cuivre	L	Extérieure	Intérieure	1,9 / (3/4'')	15,52
			3,81	2,54		
Contrôleur	Modèle /marque		Connexion			
	Sorel TDC 4		Connecté à deux sondes RTD de type PT1000			
Mitigeur thermostatique	Modèle /marque		Température en position min (°C)			Température en position max (°C)
	Série 2551 de Caleffi		27			67
Échangeur de chaleur	Matériaux		Longueur (m)	Diamètre (cm)	Surface d'échange (m ²)	
	Acier inoxydable SSU316		38	2,54	3,032	

Tableau A III-2 Modules ou (Types) utilisés dans TRNSYS pour différents Composants liés au modèle choisi du système autovidangeable

Composante	Type TRNsys
Capteur Plan	539
Capteur sous vide	HP450-30
Chaudière	6
Réservoir de stockage	534
Échangeur air-eau	753f
Échangeur eau-eau	91
Pompe	3
Contrôleur de capteur	2
Tee Piece	11
Tempering	11
Tuyauterie	32
Auxiliaire	6
Puisage d'eau	14
Traceur graphique (Ploter)	65
Imprimante (Printer)	25
Profil de charge (Water Draw)	14
Calculateur de vacance ou agenda (Holiday Calculator)	95

ANNEXE IV

PARAMÈTRE DE SIMULATION POUR LE CHAUFFAGE

Tableau IV-1 Paramètres utilisé pour la simulation dans TRNSYS du système de chauffage

Paramètres et caractéristiques techniques	Unité	Valeurs
Nombre de capteurs, n	-	variable
Surface de captage, A_c	m^2	$n \times 2,15$
Volume du réservoir, V_{tank}	m^3	$(0,1\ m^3/m^2) \times A_c$
Efficacité de l'échangeur	%	90
Fluide caloporteur, eau	kJ/kg.K	4,19
Fluide caloporteur, C_p eau-glycol à 35 %	kJ/kg.K	3,56
Masse volumique de l'eau, ρ_{eau}	kg/m^3	997
Masse volumique du mélange eau-glycol, $\rho_{eau-glycol}$	kg/m^3	1012
Capacitance du capteur	kJ/K	$4,7 \times A_c$
Puissance de la première pompe	kJ/h	$15 \times A_c \times 3,60$
Puissance de la seconde pompe	kJ/h	$10 \times A_c \times 3,60$
Hauteur du réservoir, $H_{rés}$	m	2
Diamètre du réservoir, $D_{rés}$	m	$\left(\frac{4 \times V_{rés}}{\pi / H_{rés}}\right)^{0,5}$
Surface du réservoir, A_{tank}	m^2	$\left(\frac{2 \times \pi \times D_{rés}^2}{4}\right) + \pi \times D_{rés} \times H_{rés}$
Coefficient de transfert selon la norme ENI 5332, $UA_{rés}$	-	$\frac{1000^{2/3} \times 3600}{24 \times 45}$
Coefficient de perte à l'intérieur du réservoir, $U_{rés}$	kJ/h.m ²	$Au_{rés} \times T_{rés}$

ANNEXE V

PARAMÈTRES ÉCONOMIQUES LIÉS AU CALCUL DE LA VAN ET DU RSI

MD ENERGY SOLUTIONS		INVOICE		
Invoice To		Ship To		
Ecole de Technologie Supérieure A/S Comptes à payer 1100, rue Notre-Dame Ouest Montréal, Québec Canada H3C 1K3		ETS 1125, rue William Ouest Montréal, Québec H3C 1P7 Canada		
Date	Invoice #	GST #	P.O. No.	Terms
10/9/2013	1172	824345953	CA-0070994	Net 30
Quantity	Description	Unit Price	Amount	
2	MS-BLB-B: BLUE-B Solar Collector	543.95	1,087.90	
1	MD-ALSUP-2P: 2 Panel Aluminum Support Kit	241.45	241.45	
1	MD-CON-KIT-2P: 2 Panel Connection Kit	58.30	58.30	
1	MD-AIO-IDB300T: All-in-One-IDB300 Drainback Pack	3,223.25	3,223.25	
1	PT1000/TS/S2: Sensor Installed on Top of the Tank inside Sens or Well	58.00	58.00	
1	PT1000/TS/ROUND FIT: Round Fit	21.25	21.25	
1	60 Degree Frame, Consisting of 3x Aluminium Sections Brackets: 2x 90 Degree, 1x 60 Degree, 1x 30 Degree, S.S. Bolts & Nuts	523.75	523.75	
1	ArmaFlex K-Flex Eco: 7/8"ID x 3/4"Wall 300F Insul., 8 x 6' Lengths = 48'	192.00	192.00	
	80' Extra Sensor Wire 18/2 (No Charge) Wood Crate Packaging (No Charge - normally \$150)			
	Subtotal		5,405.90	
	30% Discount	-30.00%	-1,621.77	
1	Shipping & Freight	215.00	215.00	
	Total GST on sales	5.00%	215.00 199.96	
		Subtotal	\$3,999.13	
		GST/HST	\$199.96	
THANK YOU FOR YOUR BUSINESS!!			TOTAL	\$4,199.09

Figure-A V-1 coût du système Drain Back (Ajusté à 5732 \$ par (Dakhli, 2014))

Tableau A V-1 Données économiques, liés au calcul de la *VAN* et du *RSI*

Données	Valeurs
Taux d'actualisation (%)	9,00
Taux d'emprunt pour le capital (%)	4,00
Inflation générale	2,00
Inflation des coûts d'énergie	7,00
Coût de l'électricité (\$/kWh)	0,08
Coût du gaz naturel (\$/m ³)	0,60
Coût du mazout (\$/L)	1,197
Valeur résiduelle (%)	25,00
Paiement initial (%)	20,00

* Coût d'électricité des îles de la madeleine est 0,43 \$kWh

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Alain Moreau, F. L. (mars 2012). Performance des chauffe-eau solaires installés au Québec dans le cadre du projet pilote sur les chauffe-eau solaires domestiques du bureau de l'efficacité et de l'innovation énergétiques – rapport final
- Allard, Y., Kummert, M., Bernier, M., & Moreau, A. (2011a). Intermodel comparison and experimental validation of electrical water heater models in TRNSYS. Dans *Proc. 2011 Building Simulation Conf.*
- Allard, Y., Kummert, M., Bernier, M., & Moreau, A. (2011b). Intermodel comparison and experimental validation of electrical water heater models in TRNSYS. Dans *Proceedings of Building Simulation* (pp. 688-695).
- Amorce. (Octobre 2011). *Solaire thermique et réseaux de chaleur, RCT37.*
- Andersen, N. (1988). Solar space and water heating plant. Demonstration plant at Ejby.[Denmark]. Solvarmeanlaeg til rumopvarmning og varmt brugsvand. Demonstrationsanlaegget i Ejby.
- ASHRAE. (1990). Guide for preparing active solar heating systems operation and maintenance manuals. The American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers Inc, Atlanta, Georgia, USA.
- Avery, G. J. (1930). Solar water heater: Google Patents.
- Bailey, W. J. (1917). Solar heater: Google Patents.
- Baril, H. (2010). Îles-de-la-Madeleine: vers la fin du mazout. *La Presse*. Repéré à <https://www.lapresse.ca/affaires/economie/energie-et-ressources/201005/11/01-4279162-iles-de-la-madeleine-vers-la-fin-du-mazout.php>
- Beasley, R. J. (1980). Solar powered heating apparatus.
- Bliss, J. R. W. (1958). Solar water heating system: Google Patents.
- Botpaev, R. (2017). *Experimental investigations of water filled drainback systems* (University of Kassel)
- Botpaev, R., Louvet, Y., Perers, B., Furbo, S., & Vajen, K. (2016). Drainback solar thermal systems: A review. *Solar Energy*, 128, 41-60. doi: 10.1016/j.solener.2015.10.050. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2015.10.050>

- Botpaev, R., Orozaliev, J., & Vajen, K. (2014). Experimental investigation of the filling and draining processes of the drainback system (Part 1). *Energy Procedia*, 57, 2467-2476.
- Botpaev, R., & Vajen, K. (2014). Drainback systems: market overview. Dans *Konferenzband 11. Internationale Konferenz für solares Heizen und Kühlen, Gleisdorf, Austria*.
- Bouthillier, P., & Bernier, M. (1995). A new model to simulate the thermal performance of electric water heaters. Dans *Canadian Electrical Association-Technical conference-Electricity* (Vol. 95).
- Breton, S.-P., Boudreault, L.-É., & Saulnier, B. (2015). Affranchissement des combustibles fossiles: le Québec peut-il s'inspirer du Danemark?
- Bruno Verreault , J.-F. F., Pierre-Luc Gravel,. (2018). Tableau statistique canadien. 16, 8.
- Boye-Hansen, L., & Furbo, S. (1995). *Solvarmeanlæg med tømning*. Danmarks Tekniske Universitet, Laboratoriet for Varmeisolering.
- Canada, C. E. e. c. c. (2019). Exigences relatives à la quantification des gaz à effet de serre du Canada / Programme de déclaration des gaz à effet de serre.
- Cartland, W. H. (1979). Solar heater freeze protection system: Google Patents.
- Christenson, B. O. (1949). *Condition control system* , USA2469496 (A).
- Consolar, 2014. Consolar - high efficiency solar,
<http://www.consolar.de/en/>
- Dakhli, M. (2014). *Étude expérimentale d'un chauffe-eau solaire à vidange récupérée sous les conditions météorologiques nordiques* (École de technologie supérieure).
- Davidson, J., Carlson, W., Duff, W., Schaefer, P., Beckman, W., & Klein, S. (1993). Comparison of experimental and simulated thermal ratings of drain-back solar water heaters. *Journal of solar energy engineering*, 115(2), 101-105.
- Diane Bastien, A. a. (2013). Le potentiel des énergies solaires au Québec. 14. Repéré à www.greanpeace.ca
- Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2013). *Solar engineering of thermal processes*. John Wiley & Sons.
- Duval, E. F., Bagshaw, D. P., Kast, M. A., Masters, G. M., & Whitehouse, H. T. (1984). Freeze protection apparatus for solar collectors: Google Patents.

- Embree, J. M. (1981). Closed pressurized solar heating system with automatic valveless solar collector drain-back: Google Patents.
- Environnement, A. c. repérée à https://www.actu-environnement.com/materiels_services/produit/logiciel-meteonorm-cstb-previsions-simulations-meteorologiques-energie-solaire-2471.php
- Eisenmann, W., Vajen, K., & Ackermann, H. (2003). Optimization of the material content of parallel flow flat-plate solar collector absorbers using a nomograph representation. Dans *Proceedings of the ISES Solar World Congress*.
- Frissora, J. R. (1981). Drainable solar collector apparatus: Google Patents.
- Gautier, É. (1996). Jumelage d'un accumulateur thermique à un chauffe-eau solaire domestique pour la gestion de la consommation électrique.
- Goumaz, J.-Y., & Duff, W. (1981). Comparison of drain-back and dual liquid solar heating and domestic hot water systems. *Guide to the Records of the Solar Energy Applications Laboratory and Solar Village*.
Finding aid: <http://lib.colostate.edu/archives/findaids/university/ucsv.html>.
- Haberl, R., Vogelsanger, P., & Letz, T. (2008). Simulation and Optimization Report MaxLean Concept: Report.
- Hapgood, W. H. (1978). Solar heating system: Google Patents.
- Hastings, R. (2005). A history of solar architecture; Zeitreise durch die Solararchitektur.
- Hollands, K., & Lightstone, M. (1989). A review of low-flow, stratified-tank solar water heating systems. *Solar Energy*, 43(2), 97-105.
- Hudon, K., Merrigan, T., Burch, J., & Maguire, J. (2012). *Low-cost solar water heating research and development roadmap*. National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States).Hydro-Québec. (2011). Essais terrain 2007-2008 d'un nouveau concept de chauffe-eau électrique à 3 éléments.
Repéré à http://publicsde.regie-energie.qc.ca/projets/12/DocPrj/R-3748-2010-B-0024-DDR-REPDDR-2011_03_15.pdf
- Hydro-Québec. (2020). La centrale des Îles-de-la-Madeleine.
Repéré à <http://www.hydroquebec.com/visitez/madeleine/madeleine.html>
- Hydro-Québec. (2004). Tarifs applicables aux réseaux autonomes.

Inc, B. x., Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2013). *Solar engineering of thermal processes, fourth edition* (4th ed. éd.). Hoboken, N.J.: John Wiley & Sons. Repéré à <http://www.books24x7.com/marc.asp?bookid=52866>
<http://proxy.uqtr.ca/login.cgi?action=login&u=uqtr&db=books24x7&ezproxy=1&ezurl=http://library.books24x7.com/library.asp?%5EB&bookid=52866>

ISO, 1999. ISO 9488:1999 (E/F) Solar energy – vocabulary. International Organisation for Standardization (ISO), Gene've, Switzerland. www.iso.org

Jean-François Néron. (23 janvier 2013). Nouvelle pointe historique de consommation pour Hydro-Québec. *Le soleil*.

Kutscher, C., Davenport, R., Farrington, R., Jorgensen, G., Lewandowski, A., & Vineyard, C. (1984). *Low-cost collectors/systems development progress report*. Solar Energy Research Inst., Golden, CO (USA).

Kutscher, C. F. (1985). *Low cost solar water and space heating systems*. Solar Energy Research Inst., Golden, CO (USA).

Lachal, B. (2018). *Transition énergétique et innovation: Les retours d'expérience*. ISTE Group.

Lafrance, G., Da Silva, L., & Desjarlais, C. (2016). *Impact des changements climatiques sur la demande d'énergie*. Ouranos Incorporated/Natural Resources Canada.

Lamarche, L. (2017). *ENR835-Technologies des systèmes solaires : notes du 8e cours sur la fraction solaire*.

Leibfried, U., & Strok, H. (2005). SOLAR PUR: Solare Heizungunterstützung mit reinem Wasser. 15. Dans *Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Germany*.

Magen eco-Energy, 2014. Magen eco-Energy <http://www.magen-ecoenergy.com>

Marc Rochette. (25 janvier 2011). Un froid trop court pour «dégeler» la centrale TCE de Bécancour. *Le Nouvelliste*.

Meteonorm. Repéré à <https://meteonorm.com>

Ministère du Développement durable, d. l. E., de la Faune et des Parcs. (2012). Guide d'inventaire des émissions de gaz à effet de serre d'un organisme municipal 11.

Mugnier, D., Casals, L., Siré, R., & Le Denn, A. (2011). Drainback systems as an efficient and safe solution for solar DHW installations: practical experience. Dans *Proceedings of the ISES Solar World Congress* (pp. 621-632).

- Muntwyler, U. (2006). Compact drain-back solar installations-Monitoring; Projekt Drain-Back-Kompaktanlagen.
- Nathalie H. Tremblay. (2013). Sortir de la géothermie résidentielle d'un marché de niche; une priorité stratégique pour le Québec.
- Pei, Y. K. (1982). Solar energy collector assembly: Google Patents.
- Perers, B., Furbo, S., Fan, J., Kong, W., & Chen, Z. (2015). Drain back systems in laboratory and in practice. *Energy Procedia*, 70, 300-310.
- Perlman, M., & Mills, B. (1985). Development of residential hot water use patterns. *ASHRAE transactions*, 91(2A), 657-679.
- Philippen, D., Haller, M., Logie, W., Thalmann, M., Brunold, S., & Frank, E. (2012). Development of a heat exchanger that can be de-iced for the use in ice stores in solar thermal heat pump systems. *Proceedings of EuroSun, International Solar Energy Society (ISES), Rijeka and Opatija, Croatia*.
- Prieur, A. (2013). Utilisation du potentiel de stockage thermique des chauffe-eau électriques pour combler une production variable d'énergie renouvelable.
- Qin, L. (1997). Test and simulation of drain-back solar DHW system from SolarNor AS, Norway.
- Ruslan Botpaev, K. V. (2014b). Experimental investigation of the filling and draining processes of drainback systems (Part 2).
- Sam, F. (2002). Integration of a solar thermal installation in a individual house - Economic and Energetic assessment.
- Sam, F. (2012). *Réhabilitation thermique d'un local dans une zone aride cas de Ghardaia* (Université Mouloud Mammeri).
- Schabbach, T., & Leibbrandt, P. (2014). *Solarthermie: wie Sonne zu Wärme wird*. Springer-Verlag.
- Seiler, E. N. (1982). Solar heating freeze protection system: Google Patents.
- Suter, J.-M., Kovács, P., Hausner, R., Visser, H., & Peter, M. (2003). Durability and reliability of solar combisystems. *Solar Heating Systems for Houses-A Design Handbook for Solar Combisystems. Solar Heating and Cooling Executive Committee of the International Energy Agency (IEA)*, London, UK, 163-190.

S.-Breton, L.-E. B., B.Saulnier. (2015). Affranchissement des combustibles fossiles: le Québec peut-il s'inspirer du Danemark?

Sterling, S. J. (2011). *Feasibility analysis of two indirect heat pump assisted solar domestic hot water systems* (University of Waterloo).

T. R. Smith, P. J. B., D. C. Hittle,. (1998). Analysis of a Load-Side Heat Exclianger for a Solar Domestic Hot Water Heating System., Vol. 120.

Térache, C., Zmeureanu, R., & Laurencelle, F. (2014). Modélisation sur TRNSYS d'un réservoir d'eau chaude sanitaire et comparaison avec des mesures expérimentales.

Thiesen, S. (2009). Simple and safe solar heating: a whole systems approach. *Pacific J Sci Technolog, 10.*

Thierry de Larochelambert. La politique énergétique du Danemark. (2008). Vers un scénario 100 % renouvelable en 2050.

Transition énergétique. (juillet 2016). Technoclimat – Québec encourage les secteurs des bioénergies, des technologies propres et de l'énergie renouvelable et attribue 3 M\$ à Pyrobiom Énergies inc. Repéré à
<http://www.transitionenergetique.gouv.qc.ca/actualites/details/comm/541/#.Wt-2tQbPIU>

Tully, G. F. (1981). Solar heating systems: analysis and design with the Sun-Pulse method.

Verreault, B., Fortin, J.-F., & Gravel, P. (2018). Tableau Statistique Canadien. *16, 8.*

Verstraete, A. (2013). Étude d'une communauté solaire avec stockage thermique saisonnier par puits géothermiques.

Visser, H., & Peter, M. (2003). Draimback technology. *IEA SHC - Task 26, 11-13.*

Wikipedia. (2018). Énergie au Danemark. Repéré à
https://fr.wikipedia.org/wiki/%C3%89nergie_au_Danemark

