

Titre: Étude du transfert thermique transitoire dans les puits géothermiques à quatre tuyaux
Title: [geothermiques à quatre tuyaux](#)

Auteur: Bruno Marcotte
Author: [Bruno Marcotte](#)

Date: 2016

Type: Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

Référence: Marcotte, B. (2016). Étude du transfert thermique transitoire dans les puits géothermiques à quatre tuyaux [Mémoire de maîtrise, École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie. <https://publications.polymtl.ca/2185/>
Citation: [https://publications.polymtl.ca/2185/](#)

Document en libre accès dans PolyPublie

Open Access document in PolyPublie

URL de PolyPublie: <https://publications.polymtl.ca/2185/>
PolyPublie URL: [https://publications.polymtl.ca/2185/](#)

Directeurs de recherche: Michel Bernier
Advisors: [Michel Bernier](#)

Programme: Génie mécanique
Program: [Génie mécanique](#)

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉTUDE DU TRANSFERT THERMIQUE TRANSITOIRE DANS LES PUITS
GÉOTHERMIQUES À QUATRE TUYAUX

BRUNO MARCOTTE

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

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

JUILLET 2016

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé :

ÉTUDE DU TRANSFERT THERMIQUE TRANSITOIRE DANS LES PUITS
GÉOTHERMIQUES À QUATRE TUYAUX

présenté par : MARCOTTE Bruno

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

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

M. KUMMERT Michaël, Doctorat, président

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

M. ESLAMI-NEJAD Parham, Ph. D., membre

REMERCIEMENTS

Tout d'abord, je tiens à remercier le professeur *Michel Bernier* pour m'avoir supervisé durant cette maîtrise ainsi que, pour la grande confiance qu'il m'a accordée lors de l'achat de la céramique et de l'instrumentation. Son expérience et ses judicieux conseils ont été très utiles tout au long de ces deux années.

Merci au professeur *Philippe Pasquier* pour m'avoir prêté de l'équipement de mesure.

Mes remerciements au réseau stratégique du CRSNG sur les bâtiments intelligents à consommation énergétique nette nulle pour leur financement.

Mes remerciements à mes collègues faisant partie du groupe de recherche en mécanique du bâtiment : *Pauline Brischoux, Samuel Letellier-Duchesne, Laurent Gagné-Boisvert, Corentin Lecomte, Massimo Cimmino, Amin Ahmadfard et Simon Maltais Larouche*. Leur bonne humeur et entrain ont été très appréciés.

Un merci tout particulier à *Raphael Rousseau Rizzi* pour toutes les discussions qui ont généré plusieurs idées pertinentes et utiles.

Merci à ma famille pour son soutien.

RÉSUMÉ

Ce mémoire vise principalement à valider un modèle numérique de puits géothermiques à quatre tuyaux opérant en régime transitoire. Pour ce faire, un puits géothermique à échelle réduite muni de quatre tuyaux et deux circuits indépendants a été conçu et fabriqué.

Le puits est installé à l'intérieur d'un bac à sable existant contenant du sable dont les propriétés thermiques sont bien connues. Pour faire office de coulis, des cylindres de céramique, aux propriétés thermiques connues, ont été usinés et assemblés et quatre tuyaux en acier inoxydable y ont été insérés. Le puits est équipé de multiples sondes de températures qui ont été soigneusement étalonnées. Un programme d'acquisition de données a été conçu afin d'enregistrer la totalité des mesures réalisées sur le puits avec une période d'échantillonnage de 0.1 s. À l'aide de ce montage expérimental, deux essais expérimentaux ont été analysés : pour le premier, les températures d'entrée des deux réseaux sont semblables (70°C) alors qu'une différence de 60°C entre les deux réseaux est utilisée dans le second essai.

Le modèle numérique représentant un puits à quatre tuyaux présenté par Godefroy (2014) a été modifié car il ne permettait pas de modéliser correctement le puits miniature utilisé dans la présente étude.

Pour le premier essai, les températures de sortie prédites numériquement sont différentes de celles mesurées expérimentalement au début du test mais l'accord est nettement meilleur (à l'intérieur de l'incertitude expérimentale) après une période de 1000 s. Pour le deuxième essai, les températures de sortie prédites numériquement sont différentes de celles mesurées expérimentalement du début jusqu'à la fin du test. Quelques hypothèses sont présentées pour expliquer les différences observées. Ainsi, une analyse de sensibilité a montré que la précision du coefficient d'échange interne était cruciale. Expérimentalement, il semble y avoir un problème avec le virage à 180° au bas du puits. En effet, les mesures expérimentales montrent un écart significatif entre les températures en amont et en aval du virage ce qui semble indiquer qu'il y a des pertes de chaleur vers le sable et/ou un échange de chaleur entre les deux réseaux.

ABSTRACT

The goal of this thesis is to validate a double U-tube borehole model operating in transient conditions. A small-scale miniature double U-tube borehole was designed and built for that purpose.

The borehole is installed in an existent tank containing laboratory grade sand with known thermal properties. The borehole grout was made of ceramic with known thermal properties. The ceramic cylinders were machined and assembled with four stainless steel pipes so as to form a borehole. The borehole was equipped with several calibrated temperature sensors. A data acquisition system was designed to record all measurements at a sampling period of 0.1 s. Using this experimental setup, two experiments were conducted : the first test had similar inlet temperatures (70 °C) for the two U-tubes and the second one had a 60 °C difference between the two U-tubes.

The numerical model representing a double U-tube borehole presented by Godefroy (2014) was adapted as it was not able to correctly model the experimental borehole used in this study.

For the first test, there is a difference between the numerically predicted outlet temperatures and the ones measured experimentally at the beginning of the test. This difference decreases quickly and the predicted temperatures fall within the measurement uncertainty after 1000 s. For the second test, the numerically predicted outlet temperatures are outside of the measurement uncertainty for the total duration of the test. Several factors can explain these differences. For instance, a sensitivity analysis revealed the large influence of the internal heat transfer coefficient. For the experimental setup, it seems that there is a problem with the 180° turn at the bottom of the borehole. A large difference between upstream and downstream temperatures measured at this location seems to indicate that there is non-negligible heat losses to the sand and/or heat transfer between the two U-tubes in the 180° turn.

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS	III
RÉSUMÉ.....	IV
ABSTRACT	V
TABLE DES MATIÈRES	VI
LISTE DES TABLEAUX.....	IX
LISTE DES FIGURES	XI
LISTE DES ABRÉVIATIONS	XVI
LISTE DES ANNEXES.....	XVII
INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE	3
1.1 Échange de chaleur entre la paroi du puits et le sol	3
1.2 Échange de chaleur à l'intérieur d'un puits géothermique.....	4
1.2.1 Modèles en régime permanent	5
1.2.2 Modèles en régime transitoire	10
CHAPITRE 2 MONTAGE EXPÉRIMENTAL	18
2.1 Introduction	18
2.2 Puits géothermique.....	18
2.2.1 Composantes matérielles.....	18
2.2.2 Instrumentation du puits	23
2.3 Bac à sable.....	28
2.3.1 Composantes matérielles.....	28
2.3.2 Instrumentation.....	29
2.4 Circuit d'alimentation	31

2.4.1	Composantes matérielles	31
2.4.2	Instrumentation.....	34
2.5	Système d'acquisition de données.....	36
CHAPITRE 3 MODÈLE NUMÉRIQUE		38
3.1	Fonctionnement global du modèle numérique	38
3.2	Réseau résistances-capacités thermique.....	39
3.2.1	Résistances thermiques	40
3.2.2	Calcul des capacités thermiques.....	49
3.2.3	Résistance thermique des tuyaux	50
3.2.4	Résistance thermique de convection	50
3.3	Échange thermique avec le sol	51
3.4	Bilan énergétique sur un élément de tuyau	53
3.5	Résolution des équations	54
CHAPITRE 4 RÉSULTATS		55
4.1.1	Essai 1	57
4.1.2	Essai 2	71
4.2	Comparaison entre résultats numériques et expérimentaux	85
4.2.1	Paramètres de simulation	85
4.2.2	Comparaison pour l'essai 1	86
4.2.3	Comparaison de l'essai 2.....	93
4.3	Analyse de sensibilité du modèle numérique	98
4.3.1	Variation des conditions d'entrée.....	98
4.3.2	Variation de la chaleur spécifique du coulis	100
4.3.3	Variation du coefficient d'échange par convection dans les tuyaux	104

4.4	Conclusions sur la validité du modèle numérique	105
CHAPITRE 5	CONCLUSION	108
Contributions	109	
Recommandations	110	
ANNEXES	117	

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1-1 : Valeurs des coefficients de l'équation d'approximation du facteur de forme Sp tel que présenté par Remund (1999)	7
Tableau 2-1 : Mesure de densité des échantillons de céramique	22
Tableau 2-2 : Propriétés de l'Aluminosilicate (fournies par le fabricant).....	23
Tableau 2-3 : Instrumentation du puits	28
Tableau 2-4 : Description des méthodes de fonctionnement des réseaux d'alimentation	33
Tableau 2-5 : Éléments du circuit d'alimentation d'eau	33
Tableau 2-6 : Instrumentation des réseaux d'alimentation	35
Tableau 2-7 : Incertitude sur les mesures de débit	36
Tableau 2-8 : Matériels du système d'acquisition de donnée	37
Tableau 3-1 : Résultats bruts du code informatique.....	46
Tableau 3-2 : Comparaison des résultats des méthodes de calcul des résistances	46
Tableau 3-3 : Résistances thermiques internes au puits calculées à l'aide de la méthode Multipôle	49
Tableau 4-1 : Conditions nominales de l'essai 1	58
Tableau 4-2 : Conditions nominales de l'essai 2	71
Tableau A-1 : Coefficients des polynômes de correction	122
Tableau A-2 : Détails du calcul de l'incertitude des thermocouples	124
Tableau A-4 : Données de calibration pour le débitmètre du réseau 1 (no. d'identification : 150320M42209).....	128
Tableau A-5 : Données de calibration pour le débitmètre du réseau 2 (no. d'identification : 150320M42208).....	129
Tableau A-6 : Incertitude du matériel permettant la mesure du débit d'eau	130
Tableau A-7 : Incertitude de lecture du signal	131

Tableau A-8 : Exemple de calcul de <i>UV</i> à une température de l'eau à 25°C.....	131
Tableau A-9 : Incertitude de mesure des débitmètres pour une température de l'eau à 25°C.....	133
Tableau A-9 : Coefficients du polynôme pour calculer la densité de l'eau	135
Tableau A-10 : Résultats des tests pour le débitmètre du Réseau 1	138
Tableau A-11 : Résultats des tests pour le débitmètre du Réseau 2.....	139
Tableau A-13 : Limite d'opération pour débitmètres	140
Tableau B-13 : Coefficients du polynôme pour calcul de viscosité.....	145

LISTE DES FIGURES

Figure 1-1 : Représentation des échanges thermiques à l'intérieur d'un puits géothermique à deux tuyaux	4
Figure 1-2 : Exemple de conversion d'une géométrie à deux tuyaux à une géométrie à un seul tuyau	5
Figure 1-3 : Configurations de puits pour le calcul de Rg présentées par Remund (1999)	7
Figure 1-4 : Représentation du circuit delta décrit par Eskilson (1987)	7
Figure 1-5 : Représentation de la méthode présenté par Hellström (1991) afin de résoudre le transfert thermique en régime permanent d'un puits géothermique	9
Figure 2-1 : Vue en pièces éclatées du puits géothermique	19
Figure 2-2 : Puits géothermique assemblé partiellement	19
Figure 2-3 : Puits assemblé et instrumenté; Vue de côté 1	20
Figure 2-4 : Puits assemblé et instrumenté; Vue de côté 2	20
Figure 2-5 : Pièce permettant le retour à 180°. Les pointes des thermocouples sont également visibles.....	20
Figure 2-6 : Conductivité thermique de la céramique en fonction de la température	22
Figure 2-7 : Diffusivité thermique de la céramique en fonction de la température	22
Figure 2-8 : Chaleur spécifique de la céramique en fonction de la température	22
Figure 2-9 : Bac à sable avec puits.....	23
Figure 2-10 : Emplacement des RTD; Vue en coupe.....	24
Figure 2-11 : Thermocouple de surface en silicium vue 1	24
Figure 2-12 : Thermocouple de surface en silicium vue 2	24
Figure 2-13 : Thermocouple de surface en silicium vue 3	24
Figure 2-14 : Emplacement des thermocouples avec embout en silicium.....	25
Figure 2-15 : Plan radial montrant l'emplacement des mesures de température	25

Figure 2-16 : Emplacement des thermocouples dans le plan de mesure de température à mi-hauteur du puits	26
Figure 2-17 : Thermocouples installés dans le plan de mesure de température à mi-hauteur du puits	26
Figure 2-18 : Vue en coupe de la pièce de céramique contenant le plan de mesure radial	26
Figure 2-19 : Photo des thermocouples extérieurs du plan de mesure radial	26
Figure 2-20 : Bas du puits montrant l'emplacement des mesures de température	27
Figure 2-21 : Mélangeur au bas du puits; Vue de dessous	27
Figure 2-22 : Bac à sable; Vue de haut	30
Figure 2-23 : Vue des thermocouples intérieurs du bac à sable	30
Figure 2-24 : Photo des deux circuits d'alimentation	31
Figure 2-25 : Alimentation en eau pour un des deux circuits (schéma identique pour l'autre circuit)	32
Figure 2-26 : Schéma de connexions	37
Figure 3-1 : Réseau thermique utilisé (a) et original (b)	39
Figure 4-1 : Conditions d'entrée et de sortie : Essai 1	60
Figure 4-2 : Échanges thermiques : Essai 1	61
Figure 4-3 : Conditions initiales de température dans le puits géothermique : Essai 1	62
Figure 4-4 : Évolution de la température de l'eau en sortie au début de l'essai : Essai 1	63
Figure 4-5 : Conditions initiales de température dans le bac à sable : Essai 1	64
Figure 4-6 : Températures de l'eau au bas du puits (réseau 1) : Essai 1	64
Figure 4-7 : Températures de l'eau au bas du puits (réseau 2) : Essai 1	65
Figure 4-8 : Températures mesurées dans le plan transversal (zone 3) : Essai 1	66
Figure 4-9 : Températures mesurées dans la zone 3 à $t = 500$ s et isothermes correspondantes : Essai 1	68

Figure 4-10 : Températures mesurées dans la zone 3 à $t = 1500$ s et isothermes correspondantes : Essai 1	69
Figure 4-11 : Températures mesurées dans la zone 3 à $t = 3500$ s et isothermes correspondantes : Essai 1	70
Figure 4-12 : Conditions d'entrée et de sortie : Essai 2	74
Figure 4-13 : Échanges thermiques : Essai 2	75
Figure 4-14 : Conditions initiales de température dans le puits géothermique : Essai 2	76
Figure 4-15 : Évolution de la température de l'eau en sortie au début de l'essai : Essai 2	77
Figure 4-16 : Conditions initiales de température dans le bac à sable : Essai 2	78
Figure 4-17 : Températures de l'eau au bas du puits (réseau 1) : Essai 2	78
Figure 4-18 : Températures de l'eau au bas du puits (réseau 2) : Essai 2	79
Figure 4-19 : Températures mesurées dans le plan transversal (zone 3) : Essai 2	80
Figure 4-20 : Températures mesurées dans la zone 3 à $t = 500$ s et isothermes correspondantes : Essai 2	82
Figure 4-21 : Températures mesurées dans la zone 3 à $t = 1500$ s et isothermes correspondantes : Essai 2	83
Figure 4-22 : Températures mesurées dans la zone 3 à $t = 3500$ s et isothermes correspondantes : Essai 2	84
Figure 4-23 : Principe de ré-échantillonnage des mesures expérimentales pour un pas de temps de simulation d'une seconde	86
Figure 4-24 : Comparaison des températures de sortie : Essai 1	88
Figure 4-25 : Comparaison des puissances mesurées et simulées : Essai 1	89
Figure 4-26 : Énergie absorbée par le puits : Essai 1	91
Figure 4-27 : Évolution de la température moyenne de la paroi du puits à mi-hauteur : Essai 1 ..	92
Figure 4-28 : Comparaison des températures de sortie : Essai 2	94
Figure 4-29 : Comparaison des puissances mesurées et simulées : Essai 2	95

Figure 4-30 : Énergie absorbée par le puits : Essai 2	96
Figure 4-31 : Évolution de la température moyenne de la paroi du puits à mi-hauteur : Essai 2 ..	97
Figure 4-32 : Influence des conditions d'entrées sur les résultats de simulation.....	100
Figure 4-33 : Évolution de la température de sortie pour les deux réseaux pour trois cas différents : Essai 1	102
Figure 4-34 : Comparaison de l'écart relatif entre simulation et expérimental pour plusieurs valeurs de capacité thermique.....	103
Figure 4-35 : Comparaison entre la température de sortie obtenue avec le modèle numérique (pour des valeurs différentes du coefficient d'échange) et les résultats numériques.....	105
Figure A-1 : Étalonnage des thermocouples no. 1 à 33 à l'intérieur du bain thermostable	118
Figure A-2 : Cylindre de cuivre avec thermocouples de surface no. 34 à 41	118
Figure A-3 : Cylindre de cuivre contenu dans un sac de plastique et immergé dans le bain.	118
Figure A-4 : Températures mesurées par la sonde de référence au platine en fonction de la température mesurées par les thermocouples	120
Figure A-5 : Incertitude calculée pour chacun des thermocouples	125
Figure A-6 : Moyenne des mesures de chacun des RTD pour chacun des plateaux de température	127
Figure A-7 : Incertitude relative des débitmètres pour plusieurs températures d'opération	132
Figure A-8 : Densité de l'eau en fonction de la température	135
Figure A-9 : Test typique d'un débitmètre	136
Figure A-10 : Résultats des tests des deux débitmètres; Écarts relatifs	137
Figure B-11 : Schéma d'opération pour correction des débits	143
Figure B-12 : Plage d'opération théorique des débitmètres	144
Figure B-13 : Viscosité de l'eau en fonction de la température	145
Figure C-14 : Incertitude relative de Q en fonction de la différence de température entre l'entrée et la sortie d'un réseau du puits.....	147

Figure D-15 : Essai supplémentaire 1	149
Figure D-16 : Essai supplémentaire 2	150
Figure D-17 : Essai supplémentaire 3	151
Figure D-18 : Essai supplémentaire 4	152

LISTE DES ABRÉVIATIONS

B2G	« Borehole-to-Ground »
CaRM	« CApacity Resistance Model »
CCTR	Centre Canadien des Technologies Résidentielles
COP	Coefficient de performance
DST	« Duct Ground Heat Storage Model »
EWS	« Erdwärmesonden »
HDPE	polyéthylène haute densité
TRCM	« Thermal Resistance and Capacity Models »
MTRCM	« Modified Thermal Resistances and Capacitance Model »
MLBDA	« Multi-Layer Borefield Design Algorithm »
NI	National Instruments
PVC	Polychlorure de vinyle
SBM	« Superposition Borehole Model »
SCI	Source cylindrique infinie
SLF	Source linéique finie
SLI	Source linéique infinie
TRT	Test de Réponse Thermique

LISTE DES ANNEXES

Annexe A – ÉtalonNage et Incertitude expérimentale	117
Annexe B – Fonctionnement des débitmètres	141
Annexe C – Méthode de calcul de la puissance absorbée par le puits	146
Annexe D – Résultats d'essais Supplémentaires.....	148

INTRODUCTION

Une des façons les plus énergétiquement efficaces d'assurer le chauffage et la climatisation des bâtiments est par l'intermédiaire d'un système de pompes à chaleur géothermiques muni d'échangeurs géothermiques verticaux. Typiquement, ces puits géothermiques sont constitués d'un forage dans lequel un tuyau de plastique est inséré de façon à former une colonne montante et une autre descendante avec virage en U au bas du puits. Une boucle fermée est créée en liant l'entrée/sortie du puits à l'entrée/sortie d'une pompe à chaleur. Pour faire circuler le fluide caloporteur à l'intérieur de cette boucle, une pompe est utilisée. La pompe à chaleur est utilisée afin d'assurer un transfert d'énergie entre le fluide caloporteur et le bâtiment. Le sens du transfert énergétique dépend des besoins thermiques du bâtiment. Lorsque le fluide caloporteur passe à l'intérieur du puits géothermique, un échange thermique se produit entre le fluide et le sol environnant. Le sol est alors utilisé comme puits ou source de chaleur pour chauffer ou climatiser un bâtiment.

La conception d'un tel système dépend des propriétés thermiques du sol, de la composition du puits (type de coulis, nombre de tuyaux...) ainsi que des besoins thermiques du bâtiment. Lorsque ce système se situe dans un climat où le bâtiment est majoritairement en chauffage durant l'année, la température du sol environnant au puits tant à diminuer d'année en année. Cette diminution des températures entraîne une diminution du coefficient de performance (COP) de la pompe à chaleur. Ce qui, par conséquent, demande une plus grande quantité d'énergie électrique pour faire fonctionner le système. Une solution proposée pour contrer cette perte de performance est de coupler le puits géothermique à une source de chaleur comme celle provenant de capteurs solaires thermiques. Cela peut être fait avec un puits géothermique muni de deux circuits en U indépendants. Un des circuits est couplé à une pompe à chaleur et le second est relié à des capteurs solaires thermiques.

L'utilisation de modèles numériques pour simuler ce type de puits est essentielle lors de la conception de ce type de système. Des stratégies de contrôles peuvent aussi être testées et optimisées. De plus, un modèle numérique permet de mettre à l'épreuve des configurations non standard pour vérifier si celles-ci apportent un avantage par rapport aux systèmes conventionnels. La confiance que les utilisateurs affichent envers les résultats de simulations est directement liée à la validité des modèles numériques utilisés.

Tel que présenté dans la revue de littérature, le modèle numérique doit être en mesure de modéliser correctement un puits sur des plages de temps de l'ordre de la minute pour bien prendre en compte les phénomènes dynamiques pouvant se produire lors de l'opération de systèmes géothermiques notamment lors de changements des conditions d'entrée (température et débit du fluide caloporteur).

En ce qui concerne les modèles de puits géothermique à quatre tuyaux, très peu de données expérimentales sont mises à la disposition de la communauté scientifique. Aucune donnée expérimentale n'est disponible pour des conditions d'entrée différentes pour les deux réseaux indépendants. L'objectif principal du présent projet est de combler cette lacune en produisant des résultats expérimentaux à partir d'un puits à quatre tuyaux à échelle réduite. De plus, une adaptation du modèle numérique de puits à quatre tuyaux présenté par Godefroy (2014) est comparé aux résultats expérimentaux afin de vérifier la validité de ce modèle.

En résumé, les trois objectifs de ce mémoire sont :

1. Conception et fabrication d'un puits géothermique à échelle réduite (environ 1 m de long) à quatre tuyaux muni de toute l'instrumentation requise pour réaliser des mesures thermiques dynamiques.
2. Validation du modèle numérique adapté de Godefroy (2014) représentant un puits à quatre tuyaux et deux circuits indépendants.
3. Constitution d'une banque de données de résultats expérimentaux pour puits à quatre tuyaux en régime transitoire.

Ce mémoire est structuré en quatre chapitres. Le premier chapitre est consacré à la revue de littérature. Le deuxième chapitre décrit de manière exhaustive le montage expérimental ainsi que l'instrumentation utilisée. Le troisième chapitre présente le modèle numérique de Godefroy (2014) ainsi que les adaptations qui y ont été apportées. Finalement, le quatrième chapitre présente les résultats expérimentaux ainsi qu'une comparaison aux résultats numériques générés avec le modèle présenté au troisième chapitre.

CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE

La revue de littérature présentée dans ce chapitre porte sur deux aspects du transfert de chaleur dans un puits géothermique. Premièrement, une brève description des méthodes utilisées pour modéliser l'échange de chaleur entre la paroi du puits et le sol est présentée. Ensuite, les études traitant de l'échange thermique à l'intérieur du puits, i.e. entre le fluide caloporteur et la paroi du puits, sont passées en revue.

1.1 Échange de chaleur entre la paroi du puits et le sol

Trois méthodes sont généralement utilisées pour modéliser analytiquement l'échange de chaleur entre la paroi du puits et le sol : la source linéique infinie (SLI), la source cylindrique infinie (SCI), et la source linéique finie (SLF). Ces méthodes ont été récemment revues par Spitler et Bernier (2016) et sont brièvement décrites ci-dessous.

La SLI a été proposée par Ingersoll et Plass (1948). Cette méthode calcule le transfert thermique radial à partir d'une ligne infinie émettant une puissance linéique constante et située à l'intérieur d'un milieu infini.

La forme la plus courante de la SCI est celle qui suppose un cylindre vide situé dans un milieu infini sur lequel une puissance linéique constante est appliquée au rayon du cylindre (Spitler & Bernier, 2016).

Une SLF peut aussi être utilisée pour modéliser l'échange de chaleur entre le puits et le sol. Dans ce cas, la géométrie modélisée consiste en une ligne de longueur finie située à une certaine distance D de la surface du sol dans un milieu semi-infini. La source émet une puissance linéique constante. La SLF permet de prédire la température bidimensionnelle (axiale et radiale) au voisinage du puits ainsi que la température à la paroi du puits. Il est à noter qu'un des moyens utilisés pour simuler l'échange thermique entre le fluide caloporteur et la paroi du puits est d'utiliser une température moyenne du fluide caloporteur et une température moyenne à la paroi du puits $\overline{T_b(t)}$ sur la longueur du puits d'où l'importance de bien estimer cette dernière. Zeng et al. (2002) ont présenté une solution de la SLF permettant de déterminer la température moyenne à la paroi du puits pour $D = 0$. Lamarche et Beauchamp (2007a) ont réécrit la solution proposée par Zeng et al. (2002) afin

d'être en mesure d'accélérer le calcul numérique de $\overline{T_b(t)}$. Claesson et Javed (2011) ont également proposé une solution encore plus générale pour $D > 0$.

Philippe et al. (2009) ont comparé la SLI, la SCI et la SLF et ont déterminé que pour un puits typique il était préférable d'utiliser la SCI pour un temps d'opération allant de 0 à 34 heures, la SLI pour 34 heures à 1.6 an et la SLF pour un temps d'opération plus grand que 1.6 an.

Marcotte et al. (2010) concluent que pour des simulations sur de longues périodes de temps ou pour des puits courts, il est préférable d'utiliser la SLF pour tenir compte des effets axiaux qui sont non-négligeables pour ces conditions.

1.2 Échange de chaleur à l'intérieur d'un puits géothermique

Le transfert de chaleur à l'intérieur d'un puits géothermique est caractérisé par les trois échanges thermiques suivants (Figure 1-1) :

1. Entre le fluide caloporeur et la surface interne des tuyaux
2. Entre la surface interne et externe des tuyaux
3. Entre les surfaces extérieures des tuyaux et la paroi du puits

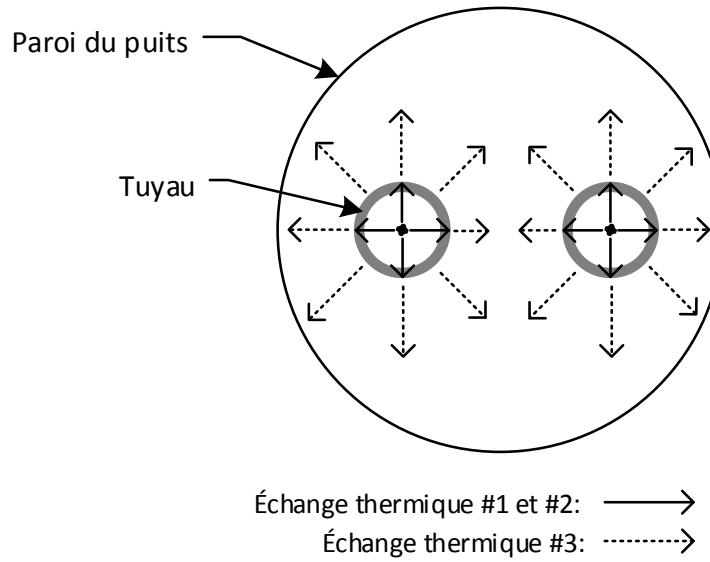


Figure 1-1 : Représentation des échanges thermiques à l'intérieur d'un puits géothermique à deux tuyaux

Pour les échanges thermiques #1 et #2, la modélisation est généralement réalisée en utilisant un circuit de résistances thermiques en série composée d'une résistance thermique de convection et d'une résistance thermique de conduction (entre la surface intérieure et extérieure du tuyau).

Pour ce qui est du transfert de chaleur entre les surfaces extérieures des tuyaux et la paroi du puits, les modèles proposés dans la littérature sont de complexité variable : conversion en une géométrie équivalente plus facile à modéliser ; utilisation d'un réseau de résistances et de capacités thermiques ; utilisation des solutions analytiques ou utilisation d'une solution numérique par éléments finis. La prochaine section décrit les méthodes proposées pour simuler cet échange thermique selon que le transfert thermique est permanent ou transitoire à l'intérieur du puits.

1.2.1 Modèles en régime permanent

Il a été proposé, entre autres, par Claesson et Dunand (1983) de convertir la géométrie 2D en une section de puits équivalente ayant seulement un tuyau. Cette conversion est illustrée à la Figure 1-2 pour un puits à deux tuyaux montrant que la géométrie équivalente est constituée d'un cylindre à paroi épaisse.

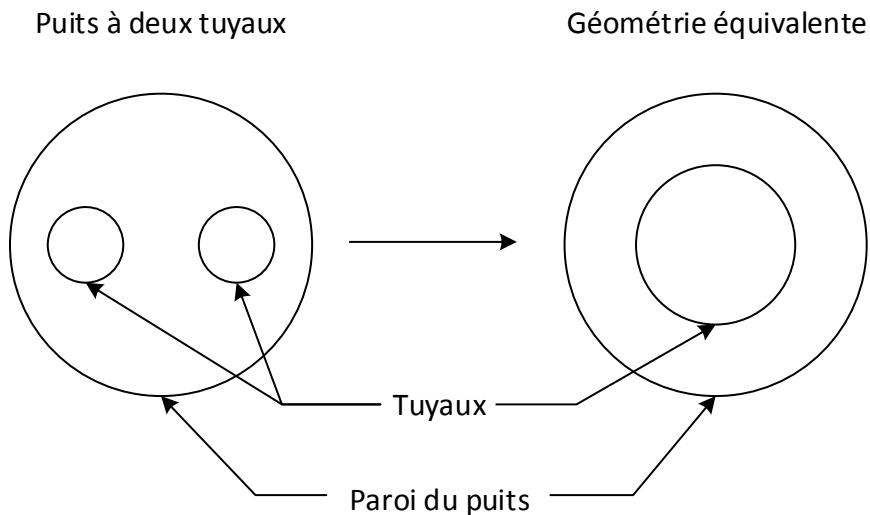


Figure 1-2 : Exemple de conversion d'une géométrie à deux tuyaux à une géométrie à un seul tuyau

L'équation 1.1 est généralement utilisée pour modéliser l'échange thermique entre le fluide et la paroi du puits (Javed & Spitler, 2016).

$$\frac{\bar{T}_f - \bar{T}_b}{R_b} = q_b$$

$$R_b = R_f + R_p + R_g \quad 1.1$$

$$\bar{T}_f = \frac{T_{\text{entrée}} - T_{\text{sortie}}}{2}$$

Où :

- \bar{T}_f représente la température moyenne du fluide à l'intérieur du puits géothermique
- \bar{T}_b représente la température moyenne à la paroi du puits
- q_b représente l'énergie perdue ou gagnée par le fluide
- R_b représente la résistance thermique équivalente entre le fluide et la paroi du puits
- R_f représente la résistance thermique de convection
- R_p représente la résistance thermique de conduction du tuyau
- R_g représente la résistance thermique entre la surface extérieure des tuyaux et la paroi du puits

Pour un puits composé de deux tuyaux, Remund (1999) a présenté une méthode permettant, pour les trois configurations de puits présentées à la Figure 1-3, de calculer des valeurs de R_g , en fonction du diamètre du puits (D_p) et du diamètre extérieur des tuyaux ($D_{t,e}$). Cette méthode est présentée à l'équation 1.2 où k_g représente la conductivité thermique du coulis. Les coefficients β_0 et β_1 sont utilisés pour déterminer le facteur de forme du puits (S_p). La valeur de ces coefficients a été obtenue à l'aide de données expérimentales.

$$R_g = \frac{1}{S_p k_g} \quad 1.2$$

$$S_p = \beta_0 \left(\frac{D_p}{D_{t,e}} \right)^{\beta_1}$$

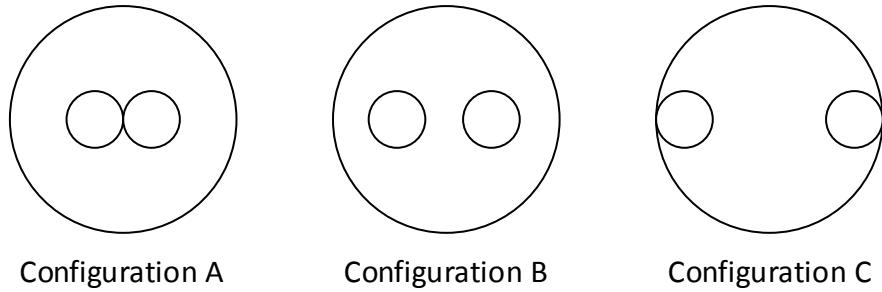


Figure 1-3 : Configurations de puits pour le calcul de R_g présentées par Remund (1999)

Tableau 1-1 : Valeurs des coefficients de l'équation d'approximation du facteur de forme S_p tel que présenté par Remund (1999)

Configuration	β_0	β_1
A	20.10	-0.9447
B	17.44	-0.6052
C	21.91	-0.3796

Eskilson (1987) a proposé un moyen de modéliser l'échange thermique entre les deux tuyaux d'un puits géothermique et la paroi du puits. Le « circuit delta » utilisé est montré à la Figure 1-4. L'auteur suggère de déterminer les valeurs des résistances thermiques dans le circuit à l'aide de tests réalisés en laboratoire. Afin d'obtenir le profil de température du fluide caloporteur à l'intérieur de chacun des tuyaux en fonction de la profondeur ($T_f(z)$), Eskilson (1987) pose deux équations différentielles. La solution obtenue exprime $T_f(z)$ en fonction d'un profil de température quelconque de la paroi du puits ($T_b(z)$).

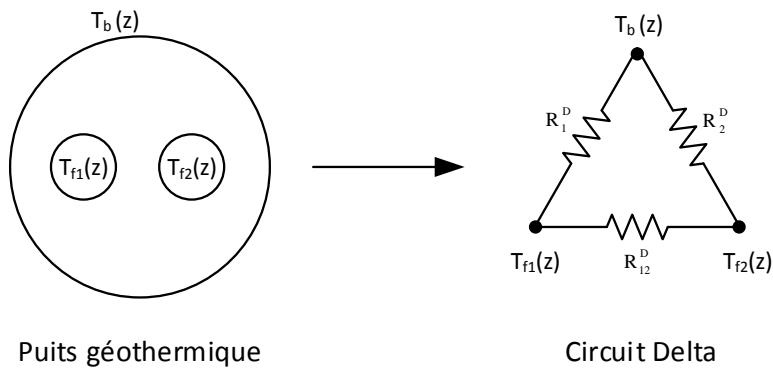


Figure 1-4 : Représentation du circuit delta décrit par Eskilson (1987)

Hellström (1991) expose une méthode permettant de calculer l'échange thermique en régime permanent entre tous les tuyaux (peu importe leur nombre et leurs positions) d'un puits situé dans une milieu infini (le sol). Cette méthode requiert de solutionner l'équation du transfert de chaleur en régime permanent en deux dimensions en fonction de la géométrie du puits (positions des tuyaux, diamètres des tuyaux, diamètre du puits) et de la conductivité thermique du coulis et du sol. Cette méthode peut être visualisée par un réseau de résistances thermiques où les tuyaux sont liés entre eux de façon directe ainsi qu'à la paroi du puits par des résistances thermiques. Cette représentation est illustrée à la Figure 1-5 où un puits fictif ayant cinq tuyaux est représenté. Dans cette figure, la non-symétrie de la disposition des tuyaux est prise en compte par les valeurs des résistances thermiques. Pour un puits composé d'un seul tuyau en U, le circuit de résistances thermiques obtenu avec la méthode proposée par Hellström (1991) est le même que le « delta circuit » proposé par Eskilson (1987). Hellström (1991) propose de solutionner l'équation du transfert de chaleur en régime permanent en utilisant des points sources/puits pour simuler les tuyaux du puits et il suggère aussi d'utiliser la méthode appelée Multipôle présentée par Bennet et al. (1987) pour obtenir plus de précisions. L'auteur présente la solution permettant de calculer les résistances thermiques à l'aide des sources/puits de chaleur ainsi que la solution de la méthode Multipôle du premier ordre.

Claesson et Hellström (2011) présentent de manière explicite une méthode permettant de calculer la totalité des résistances à l'intérieur d'un puits en utilisant la méthode Multipôle.

La méthode présentée par Hellström (1991) permet de calculer l'échange thermique de chacun des tuyaux avec leur environnement en régime permanent. Elle permet aussi, lorsque l'hypothèse d'une température constante du fluide à l'intérieur du puits est posée, de calculer R_g tel que présenté par le modèle numérique représenté par les équations 1.1. Hellström (1991) a repris la solution des équations différentielles présentées par Eskilson (1987) et l'a modifiée pour obtenir une solution distincte pour chacune des deux conditions limites suivante : température $T_b(z)$ constante le long du puits et flux de chaleur de chacun des tuyaux constant le long du puits. Les solutions obtenues sont applicables pour un puits à deux tuyaux.

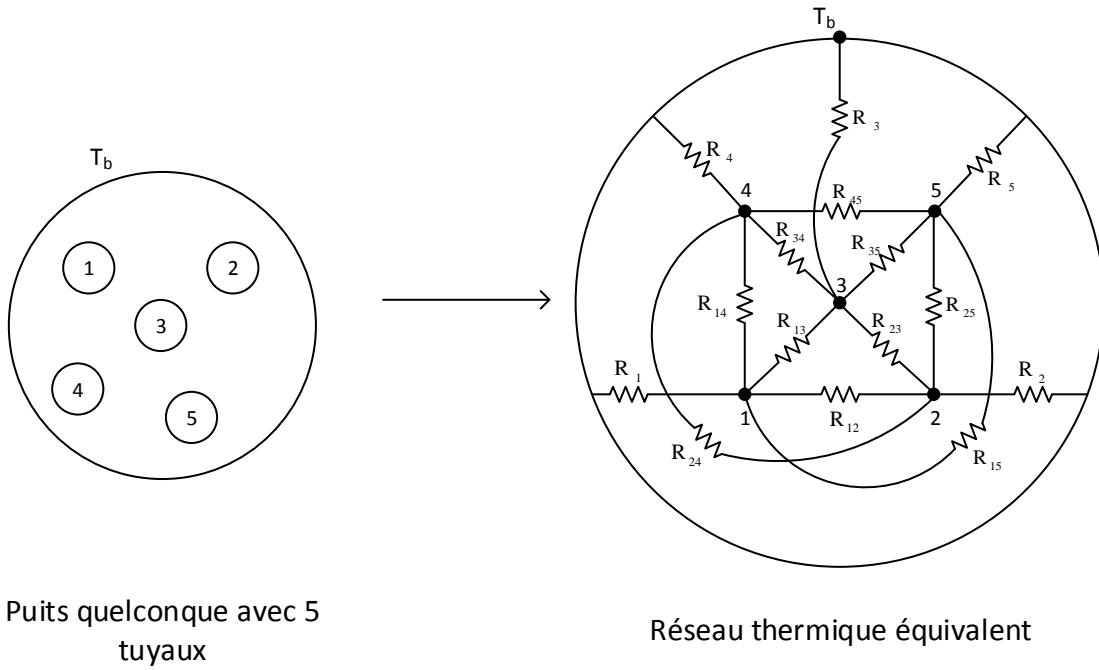


Figure 1-5 : Représentation de la méthode présenté par Hellström (1991) afin de résoudre le transfert thermique en régime permanent d'un puits géothermique

Pour une température $T_b(z)$ constante pour tout z , Zeng et al. (2003) ont développé les équations permettant de calculer le profil de température du fluide caloporteur à l'intérieur d'un puits géothermique à quatre tuyaux. Les solutions obtenues sont applicables pour plusieurs configurations de circulation du fluide (configurations en série et en parallèle).

Pour le même type de puits, mais avec deux circuits indépendants (températures d'entrée différentes et type de fluide caloporteur différent), Eslami-Nejad et Bernier (2011) ont développé la solution du profil de température des fluides pour une température $T_b(z)$ constante pour tout z .

Yang, W. et al. (2009) ont modélisé l'intérieur d'un puits à deux tuyaux en utilisant la solution présenté par Hellström (1991) pour une température T_b constante sur la longueur du puits. L'échange de chaleur avec le sol est modélisé à l'aide de la SCI. Ce modèle a été comparé à des données expérimentales et les auteurs ont conclu qu'excepté durant les sept premières heures de tests, l'accord entre le modèle numérique et le données expérimentales était acceptable. Les auteurs suggèrent que le rôle de la capacité thermique à l'intérieur du puits est non négligeable et donc serait peut-être la cause de l'écart observé entre les résultats durant les sept premières heures du test.

De Carli et al. (2010) ont proposé la méthode CaRM (« CApacity Resistance Model »). Cette méthode consiste à modéliser un puits géothermique avec plusieurs éléments axiaux. Chacun de ces éléments modélise l'intérieur d'un puits géothermique avec un réseau de résistances thermiques. Ces éléments sont liés entre eux par l'entremise du fluide caloporteur circulant dans les tuyaux. Afin de modéliser l'échange thermique avec le sol, les éléments sont liés à une série de résistances et capacitances thermiques dans le sol et calculées à l'aide des propriétés thermique du sol. Il est important de spécifier que ce modèle considère que le transfert thermique à l'intérieur du puits est en régime permanent. Des modèles pour trois types de puits ont été proposés : coaxiaux, un tuyau en U et deux tuyaux en U. Le modèle à deux tuyaux en U a été comparé avec des données mesurées sur un site où des puits du même type comblient les besoins thermiques d'un bâtiment. Cette comparaison a mis en évidence le fait que le profil de puissance échangée avec le sol n'était pas bien reproduit par le modèle numérique proposé et ce même si le pas de temps de simulation était de cinq minutes. Ces différences avec les mesures expérimentales surviennent majoritairement lorsqu'il y a des variations rapides de demande thermique du bâtiment. Les auteurs affirment que l'omission de la capacité thermique du coulis et du fluide caloporteur par le modèle numérique proposé serait peut-être la cause de cette différence. Bien qu'il y ait une différence notable entre le profil de puissance échangée obtenue expérimentalement et numériquement, cette différence pour l'énergie cumulée échangée avec le sol est de 5% ce qui est considéré par les auteurs comme étant acceptable.

1.2.2 Modèles en régime transitoire

Wetter et Huber (1997) ont développé le modèle EWS simulant un puits géothermique à deux tuyaux en U ayant chacun les mêmes conditions d'entrée (température et débit). Le modèle prend en compte la capacité thermique du fluide caloporteur ainsi que celle du coulis. Ce modèle a été développé afin de simuler la réponse thermique d'un puits sur de courtes périodes de temps tout en ayant un temps de calcul acceptable. Pour ce faire, le puits est divisé en éléments axiaux. À l'intérieur de chacun de ces éléments, les échanges thermiques sont modélisés à l'aide de résistances thermiques liées à un seul nœud ayant une capacité thermique déterminée par les propriétés thermiques du coulis. L'échange thermique avec le sol au voisinage du puits est modélisé à l'aide d'un concept RC (Résistance-Capacitance). Wetter et Huber (1997) spécifient aussi que le modèle a été comparé à des mesures expérimentales sur une plage de temps d'un peu plus de quatre

ans. Les réponses thermiques du puits en régime transitoire et à long terme ont été investiguées. Les auteurs concluent que le modèle permet de reproduire correctement les résultats expérimentaux utilisés.

Yavuzturk (1999) et Yavuzturk et Spitzer (1999) ont adapté les g-functions développés par Eskilson (1987) pour qu'elles puissent être applicables sur de courtes périodes de temps (de l'ordre d'une heure ou moins) en tenant compte de la capacité thermique du puits. À l'origine, les g-functions permettent de caractériser l'interaction thermique d'un champ de puits géothermique en faisant l'hypothèse que l'intérieur du puits est en régime permanent. Les « short time g-functions » de Yavuzturk et Spitzer (1999) ont été générés numériquement par la méthode des volumes finis pour des puits munis d'un seul tuyau en U. La méthode a été validée avec des mesures réalisées sur un champ de puits géothermique fournissant les besoins thermiques d'un bâtiment. Les résultats montrent que le modèle proposé permet de calculer l'énergie totale consommée par le système de manière acceptable.

Sutton et al. (2002) ont développé une méthode nommée « multi-layer borefield design algorithm » (MLBDA) pour simuler un puits géothermique à deux tuyaux (un seul tube en U). Dans cette approche, le puits est modélisé par une géométrie équivalente à un seul tuyau. Pour calculer l'échange thermique entre la surface externe du tuyau et la paroi du puits, une constante de temps est introduite afin de séparer le régime transitoire du régime quasi-permanent. En régime transitoire, la SCI est utilisée pour simuler l'échange thermique interne au puits. En régime quasi-permanent, la résistance R_g calculée avec la géométrie originale du puits selon la méthode de Remund (1999) est utilisée pour calculer l'échange thermique interne au puits. L'échange thermique entre la paroi du puits et le sol est simulé à l'aide de la SCI en tout temps.

Young (2004) a adapté la méthode de la ligne électrique enterrée dans le sol décrite par Carslaw et Jaeger (1959) afin de simuler l'intérieur d'un puits à deux tuyaux de façon transitoire. Le modèle développé est appelé « Borehole Fluid Thermal Mass » (BFTM). Ce modèle a été comparé à un modèle par éléments finis et à la SLI. Les résultats obtenus par le BFTM reproduisent mieux les résultats générés par le modèle par éléments finis que la SLI.

Lamarche et Beauchamp (2007b) ont résolu de manière analytique le transfert thermique à l'intérieur d'une géométrie composée de deux cylindres concentriques insérés à l'intérieur d'un milieu infini. Cette géométrie est utilisée pour simplifier la géométrie d'un puits à deux tuyaux. La

solution présentée est plus attrayante que les solutions de Sutton et al. (2002) et Young (2004) car, contrairement à ces deux solutions, elle n'implique pas de facteur de correction ou de temps critique. Ce modèle a été comparé au modèle BFTM, à un modèle en régime permanent et à un modèle par éléments finis servant de référence pour une injection d'un flux de chaleur fixe. Selon les résultats présentés, le modèle proposé reproduit mieux les résultats générés par le modèle à éléments finis que les autres modèles ayant été comparés.

Zarrella et al. (2011a) et Zarrella et al. (2011b) ont apporté des changements aux modèles CaRM pour prendre en compte la capacité thermique du coulis et du fluide caloporeur. Le modèle CaRM modifié a été utilisé pour tenter de reproduire les résultats d'un test de réponse thermique ayant été fait sur un puits à quatre tuyaux. Les températures de sortie du puits étaient mieux reproduites par le modèle CaRM modifié que par le même modèle n'ayant pas de capacité thermique. Les auteurs affirment aussi que le modèle CaRM modifié est en mesure de bien représenter le comportement d'un puits sur de courts pas de temps.

Bauer, Heidemann, Müller-Steinhagen, et al. (2011) ont présenté trois réseaux de résistances thermiques et de capacités thermiques représentant chacun une configuration de puits différente. Ces réseaux ont été développés afin de modéliser l'échange thermique en deux dimensions se produisant à l'intérieur d'un puits avec un temps de calcul plus court qu'un modèle par éléments finis détaillé. Les trois configurations de puits présentés sont : Puits à tuyaux coaxiaux, puits à deux tuyaux et puits à quatre tuyaux. Les auteurs ont nommé ces modèles « Thermal Resistance and Capacity Models » (TRCM). Les modèles présentés ont été validés à l'aide de modèles numériques 2D en imposant des températures de fluide et en comparant les flux de chaleur linéaires résultant de chacun des modèles. Il a été conclu que les modèles TRCM proposés sont capables de reproduire les résultats des modèles numériques 15 minutes après le début des simulations. Le pas de temps utilisé pour cette simulation n'est pas spécifié par les auteurs. Les modèles TRCM modélisent le transfert de chaleur avec le sol en utilisant des résistances et des capacités thermiques en série. Un paramètre « x » a été introduit pour ajuster la valeur des résistances thermiques du réseau TRCM de manière à placer les capacités thermiques au centre de masse du coulis.

Bauer, Heidemann et Diersch (2011) ont modélisé un puits géothermique en divisant axialement le puits avec des éléments composés du circuit TRCM présenté au paragraphe précédent. Les éléments axiaux adjacents sont liés entre eux par la circulation du fluide caloporeur dans les

tuyaux. Dans cet ouvrage, les modèles TRCM représentant un puits à quatre tuyaux ainsi qu'un puits à deux tuyaux ont été comparés avec un modèle par éléments finis correspondant à leur type de puits. La comparaison des deux types de modèles (puits à deux tuyaux et puits à quatre tuyaux) a été réalisée en soumettant le puits à un débit de 0.25 kg/s et à une température de 80 °C. Une température du sol non perturbée ainsi qu'une température initiale des puits de 10 °C ont été utilisées. Selon les résultats présentés, le modèle TRCM reproduit de meilleure façon les résultats du modèle par éléments finis qu'un modèle en régime permanent. En début d'injection, la différence de température de sortie entre le modèle TRCM et celui par éléments finis est d'environ 6 °C. Cette différence diminue graduellement pour atteindre une valeur négligeable une heure trente après le début de l'injection. La différence relative entre l'énergie transférée au puits calculée à l'aide du TRCM et celle obtenue par le modèle numérique par éléments finis a toujours été en dessous de 1.5%. Les auteurs concluent donc que le modèle TRCM permet de modéliser de façon plus satisfaisante la réponse d'un puits après un changement brusque des conditions d'entrée qu'un modèle ne prenant pas en compte la capacité thermique interne au puits.

Pasquier et Marcotte (2012) ont apporté des modifications au modèle TRCM pour un puits à deux tuyaux. Le modèle MTRCM (« Modified Thermal Resistances and Capacitance Model ») résultant est obtenu en subdivisant les résistances thermiques et en ajoutant des capacités thermiques sur chacune de ces subdivisions. Le paramètre x , qui est nécessaire dans le calcul des résistances du réseau TRCM, n'est plus requis. Le modèle MTRCM a été comparé à un modèle d'éléments finis 2D et aussi au modèle TRCM. Sur de très court pas de temps, de l'ordre de la seconde, le MTRCM reproduit mieux les résultats du modèle par éléments finis que le modèle TRCM.

Shirazi et Bernier (2013) ont développé un modèle représentant un puits à un seul tuyau en U en prenant en compte la capacité thermique du coulis et du fluide caloporteur. Le modèle proposé utilise une géométrie équivalente tel qu'illustré à la Figure 1-2 afin de simuler le puits. Pour chacun des pas de temps de simulation, le flux de chaleur échangé avec le sol est considéré constant sur la longueur du puits. Cette étude a aussi pour but d'évaluer l'influence de la capacité thermique du puits sur la simulation de la consommation énergétique d'une pompe à chaleur. Le modèle proposé est comparé à un modèle numérique en trois dimensions, à des mesures expérimentales provenant d'un site existant ainsi qu'au modèle EWS. Cette comparaison a permis de déterminer que le modèle proposé pouvait être utilisé afin d'étudier l'effet de la capacité thermique d'un puits sur le

COP d'une pompe à chaleur. À l'aide d'une simulation sur une année complète, l'étude montre que le COP annuel d'une pompe à chaleur est 4.6 % plus élevé lorsque la capacité thermique du puits géothermique est prise en compte que lorsqu'elle n'est pas prise en compte. Il est spécifié que ce résultat est spécifique au cas testé et que si la pompe à chaleur cyclait plus fréquemment, cette différence de COP annuel serait moins grande.

Pasquier et Marcotte (2014) ont modélisé un puits géothermique en le divisant axialement en éléments contenant chacun un réseau thermique MTRCM. Chacun des éléments est lié à l'élément adjacent par le fluide caloporteur circulant dans le puits. Un modèle par éléments finis a aussi été développé pour fins de comparaison. La comparaison entre le modèle MTRCM et le modèle par éléments finis a été faite en imposant aux modèles plusieurs paliers de température où, pour chacun des paliers, la différence entre la température d'entrée et de sortie du fluide caloporteur est gardée constante à une certaine valeur. L'erreur moyenne absolue entre les deux modèles comparés est de 0.001 °C (Pasquier & Marcotte, 2014). Un test de réponse thermique (TRT) de 12.1 jours a été utilisé pour vérifier si le modèle proposé peut reproduire la réponse thermique d'un puits sur une longue période de temps. L'erreur moyenne absolue entre les mesures de température du TRT et les résultats de simulation est de 0.084 °C, ce qui est sous l'incertitude de ± 0.22 °C des thermocouples utilisés. Avec les résultats présentés, les auteurs ont conclu que le modèle MTRCM permet de reproduire la réponse thermique à la fois sur de courtes et de longues plages de temps.

Yang, Y. et Li (2014) ont proposé un modèle composé d'une ligne source insérée dans un milieu composite afin de prendre en compte la capacité thermique du coulis lors de simulations. Cependant, le modèle proposé ne prend pas en compte la capacité thermique du fluide caloporteur. Les auteurs ont développé un modèle par éléments finis 2D représentant un puits à deux tuyaux afin de comparer le modèle proposé. Les mesures expérimentales fournies par Beier et al. (2011) ont également été utilisées à des fins de validation. Ces mesures ont été réalisées sur un puits géothermique situé à l'intérieur d'un bac à sable horizontal. Suite à la comparaison entre le modèle proposé, le modèle par éléments finis et les résultats expérimentaux, les auteurs concluent que le modèle proposé permet de reproduire la réponse d'un puits à deux tuyaux trois minutes après le début d'une injection de chaleur constante dans le puits. Les différences les plus importantes entre résultats simulés et expérimentaux arrivent durant les trois premières minutes du test. Selon les auteurs, cette différence lors des trois premières minutes survient parce que le modèle ne prend pas en compte la capacité thermique du fluide caloporteur.

Godefroy (2014) a présenté un modèle numérique pour un puits à deux tuyaux et un modèle pour un puits à quatre tuyaux prenant tous les deux en compte la capacité thermique du puits. Chacun des modèles tente de prédire de façon adéquate la réponse d'un puits sur de courtes périodes de temps. Le modèle représentant un puits à deux tuyaux a été validé à l'aide de données expérimentales par Godefroy et al. (2016). La validation a été réalisée avec des mesures recueillies sur deux puits liés à des pompes à chaleurs en opération situé au Centre Canadien des Technologies Résidentielles (CCTR). Le modèle a premièrement été calibré à l'aide d'un TRT ayant été réalisé au même endroit. La comparaison numérique-expérimentale indique que, la racine de l'erreur quadratique moyenne obtenue entre les températures de sorties expérimentales (lorsque le système de pompe à chaleur est en opération) et les températures de sorties simulées est de 0.28 °C. Les auteurs ont donc jugé que le modèle représentant un puits à un seul tuyau en U permet de bien reproduire la réponse thermique de ce type de puits. Comme le souligne Godefroy (2014), aucune donnée expérimentale n'est disponible pour valider le modèle représentant un puits à quatre tuyaux.

De Rosa, M. et al. (2015) ont présenté un modèle numérique nommé « Borehole-to-Ground » (B2G) simulant un puits géothermique à deux tuyaux et basé sur un circuit de résistances et de capacités thermiques. Le modèle développé a été validé à l'aide de mesures réalisées sur un champ de six puits connectés à une pompe à chaleur fournissant les besoins énergétiques d'un bâtiment. La comparaison entre résultats de simulation et mesures expérimentales a été réalisée lorsque la pompe à chaleur alternait entre marche et arrêt. Les auteurs concluent que le modèle B2G est capable de reproduire la température de sortie de puits à deux tuyaux sur de courte ainsi que sur de longue période de temps. Dans une autre étude, De Rosa et al. (2014) ont aussi montré que le modèle B2G permettait de reproduire plus fidèlement les températures de sorties d'une installation en conditions d'opération que le modèle « Duct Ground Heat Storage Model » (DST) connu sous le nom de TYPE 557 dans le logiciel TRNSYS (Hellström, 1991). Les conditions d'opération utilisées pour la comparaison des modèles comportent un cyclage marche/arrêt des pompes à chaleur. Les auteurs attribuent cette différence au fait que le modèle DST simule l'échange thermique à l'intérieur des puits géothermique comme étant en régime permanent.

Pärisch et al. (2015) ont adapté les modèles « Superposition Borehole Model » (SBM) (Eskilson, 1987) et DST afin d'améliorer leurs simulations de réponse thermique d'un puits géothermique sur de courts pas de temps. Pour ce faire, les auteurs ont adapté ces modèles en faisant passer le fluide caloporteur à l'intérieur d'un tuyau adiabatique ayant une masse thermique équivalente à celle du

puits (fluide et coulis). Ce tuyau est placé en amont du puits géothermique lors de la modélisation. Les deux modèles (SBM et DST) adaptés, le modèle EWS (Wetter & Huber, 1997) ainsi qu'un modèle par éléments finis ont été comparés à un test expérimental ayant un débit d'injection constant ainsi qu'une température d'entrée du puits constante. Il a été constaté que l'adaptation des modèles SBM et DST améliore grandement les résultats de simulation sur de courts pas de temps. Durant la totalité de la durée du test, l'écart relatif sur l'énergie absorbée par le puits entre les modèles SBM et DST adaptés et les mesures expérimentales est de $\pm 5\%$ et $\pm 10\%$, respectivement. Les modèles SBM et DST sous-estiment l'énergie totale absorbée par le puits durant les deux premières heures du test d'environ 50%. Il est à noter que les auteurs ont aussi spécifié que les résultats obtenus par les modèles SBM et DST adaptés sont très semblables à ceux obtenus par le modèle d'éléments finis ainsi que le modèle EWS.

Toujours dans le but d'être en mesure de prédire les réponses thermiques de puits géothermique sur de courtes périodes de temps, Rees (2015) a présenté un modèle numérique d'un puits à deux tuyaux en prenant en compte la capacité thermique du fluide caloporteur, du coulis ainsi que des tuyaux. Dans ce modèle, le puits est divisé en plusieurs sections dans le sens axial et, pour chacune des sections, le transfert thermique est simulé par des éléments finis discrétilisés en deux dimensions dans le plan radial. Les sections adjacentes sont liées entre elles par la circulation du fluide caloporteur. Le modèle proposé a été comparé à un modèle d'éléments finis en trois dimensions modélisant la géométrie d'un puits à deux tuyaux présenté par Rees et He (2013) et à des mesures expérimentales présenté par Hern (2004) et Gentry (2007). L'erreur moyenne absolue sur les températures de sortie du puits obtenues expérimentalement et numériquement est de 0.42 K. Une différence de 7.53% est observée entre l'énergie totale transférée au puits simulée et mesurée. En considérant ces résultats ainsi que d'autres présentés dans leur étude, Rees (2015) considère que le modèle proposé est en mesure de reproduire de manière satisfaisante les résultats expérimentaux. L'auteur a aussi spécifié qu'il y a un besoin pour des données expérimentales échantillonées sur des petits pas de temps, de l'ordre de la minute, pour la validation des modèles.

La plupart des travaux mentionnés ci-dessus présentent des modèles numériques pour un puits à deux tuyaux ; seulement quelques modèles numériques représentent un puits à quatre tuyaux. De plus, il existe très peu de données expérimentales pour la validation des modèles présentés et, lorsqu'elles existent, les données expérimentales sont le résultat de tests relativement simples sans changement brusque des conditions de débit et température à l'entrée du puits. Pour les puits à

quatre tuyaux, la revue de la littérature a montré qu'il n'y avait pas de résultats expérimentaux pour des cas à deux circuits indépendants.

L'objectif de la présente étude est de combler cette lacune en données expérimentales en mettant à la disposition de la communauté scientifique des données expérimentales permettant de valider les modèles numériques simulant un puits à quatre tuyaux et ainsi permettre à ces modèles d'être utilisés avec une plus grande confiance lors de la conception de systèmes géothermiques.

CHAPITRE 2 MONTAGE EXPÉRIMENTAL

2.1 Introduction

Le présent chapitre décrit le montage expérimental utilisé. Ce dernier comprend trois principales composantes : le puits géothermique miniature, le bac à sable, le circuit d'alimentation en eau du puits et le système d'acquisition de donnée.

La conception du puits géothermique est le fruit d'une collaboration avec la compagnie MËCANIK. L'emplacement des thermocouples et RTDs sur le puits géothermique est le résultat de plusieurs itérations suite à de nombreux conseils de faisabilité provenant de MËCANIK. MËCANIK a également coordonné l'usinage du matériel ainsi que la séquence d'assemblage. Les dimensions du puits, le choix des matériaux de la partie active du puits et le type d'instrumentation ont été déterminés par le candidat. L'assemblage final du puits a été réalisé conjointement avec Thierry Lafrance, président fondateur de MËCANIK, et le candidat.

Par ailleurs, le circuit d'alimentation en eau a été entièrement conçu par le candidat et assemblé par les plombiers de Polytechnique Montréal.

Finalement, le bac à sable, agissant comme sol, a été conçu et construit par Ali Salim Shirazi (Shirazi, 2012).

2.2 Puits géothermique

2.2.1 Composantes matérielles

Les Figure 2-1 et Figure 2-2 présentent le puits géothermique miniature en pièces détachées et les Figure 2-3 et Figure 2-4 lorsqu'il est assemblé. Le puits est composé de quatre blocs de céramique (#1 sur la Figure 2-1) s'emboitant les uns dans les autres et dans lesquels sont insérés quatre tubes en acier inoxydable (#3 sur la Figure 2-1). Un bloc de PVC (#2 sur la Figure 2-1 et présenté séparément à la Figure 2-5) a été usiné pour permettre au fluide des deux circuits d'effectuer un virage à 180° au bas du puits,. Finalement, une plaque en aluminium (#4 sur la Figure 2-1) permet de fixer le puits à la structure du bac à sable et d'assurer un support pour les connecteurs des différents thermocouples. Le puits assemblé est présenté aux Figure 2-3 et Figure 2-4 avant qu'il ne soit recouvert de sable complètement.

La partie active du puits géothermique a une longueur totale de 90.39 cm et un diamètre de 9.45 cm. Les tubes en acier inoxydable ont un diamètre extérieur de 1.905 cm et une épaisseur de 0.1651 cm. Les quatre tubes sont disposés de manière symétrique à l'intérieur du cylindre de céramique. La distance centre à centre de tubes opposés est de 4.72 cm et les tubes sont placés à la mi-distance entre la circonférence du cylindre de céramique et son centre, voir Figure 2-15 pour une représentation en détail d'une coupe transversale du puits.

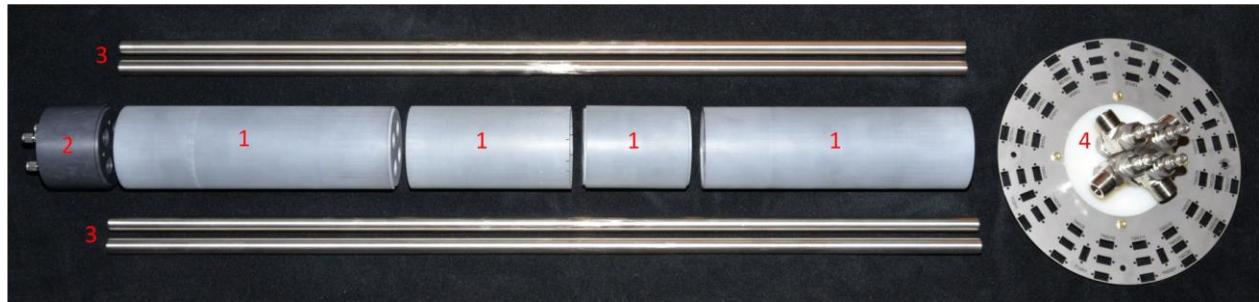


Figure 2-1 : Vue en pièces éclatées du puits géothermique

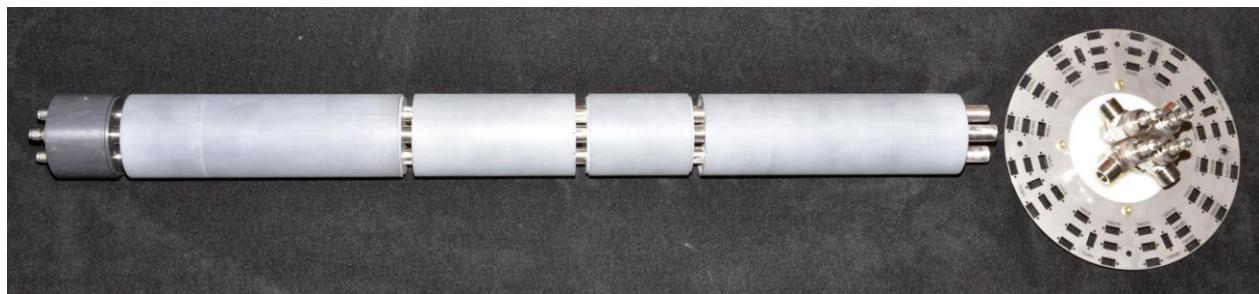


Figure 2-2 : Puits géothermique assemblé partiellement

Ces dimensions ont été choisies de façon à respecter la proportion entre le diamètre extérieur et le diamètre intérieur des tuyaux de HDPE d'un puits conventionnel. Ainsi, pour un puits conventionnel, le rapport entre le diamètre du puits et le diamètre intérieur des tuyaux en HDPE est typiquement de l'ordre de 6 (diamètre du puits de 15 cm et diamètre intérieur de tuyau de 2.54 cm). Pour le puits géothermique utilisé ici, le rapport est aussi de 6.0 (diamètre du puits de 9.45 cm et diamètre intérieur des tuyaux de 1.57 cm).

La céramique a été préférée à un coulis conventionnel (à base de bentonite par exemple) pour trois raisons principales. Premièrement, il est plus facile d'obtenir des propriétés homogènes avec la céramique qu'avec un coulis fait de manière artisanale. Deuxièmement, la céramique utilisée est



Figure 2-3 : Puits assemblé et instrumenté;
Vue de côté 1



Figure 2-4 : Puits assemblé et instrumenté;
Vue de côté 2

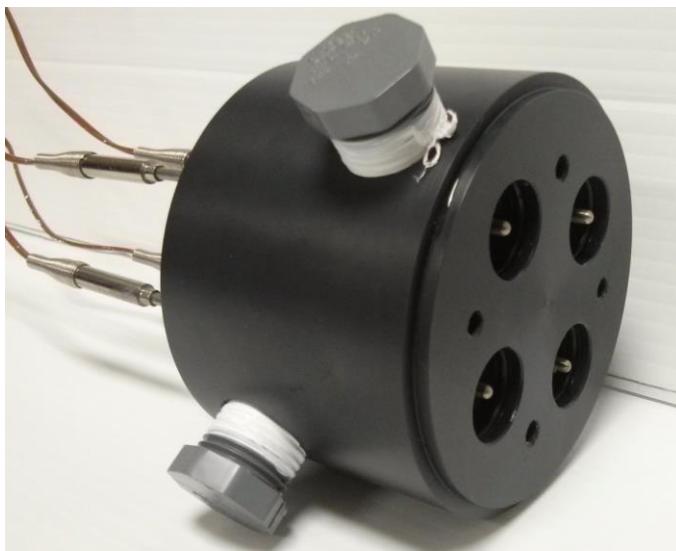


Figure 2-5 : Pièce permettant le retour à 180°. Les pointes des thermocouples sont également visibles

facilement usinable. Cela permet de la percer afin de pouvoir introduire des thermocouples à l'intérieur. Cette section du puits instrumentée est décrite à la section 2.2.2. Troisièmement, la céramique a été livrée en morceaux cylindriques ayant 10.16 cm de diamètre et 30.48 cm de longueur prêts à être usiné, ce qui n'est pas le cas pour un coulis conventionnel.

Après l'usinage des cylindres de céramique, un traitement thermique a été réalisé pour éliminer tout résidu de lubrifiant ayant pu pénétrer à l'intérieur des pièces. Le traitement thermique a été réalisé selon les spécifications du fournisseur. Les étapes sont les suivantes :

1. 93.33 °C (200 °F) pour une période de 2 heures
2. 121.1 °C (250 °F) pour une période de 2 heures
3. 260 °C (500 °F) pour une période de 2 heures
4. Lent refroidissement du matériau jusqu'à la température ambiante

Pour chacune des étapes de traitement thermique, la période de temps est comptabilisée seulement lorsque le four atteint la température spécifiée. L'étape 4 a été réalisée en laissant les pièces à l'intérieur du four qui a été préalablement éteint en laissant la porte du four fermée.

La céramique utilisée est de l'aluminosilicate (AREMCO Products). Une firme spécialisée a été mandatée pour mesurer les propriétés thermiques de la céramique. La conductivité thermique (k) et la diffusivité thermique (α) ont été obtenus à l'aide de la méthode « Transient Plane Source » en utilisant un « TPS 500 S Thermal Constants Analyzer ». Cette même firme a aussi procédé à la mesure de la masse volumique (ρ) de la céramique. La chaleur spécifique de la céramique peut ainsi être calculée en utilisant l'équation 2-1.

$$C_p = \frac{k}{\alpha \cdot \rho} \quad 2-1$$

La conductivité thermique et la diffusivité thermique ont été mesurées pour chacune des températures suivantes : 10 °C, 25 °C, 35 °C, 55 °C et 80 °C. Les propriétés thermiques ont été mesurées à cinq reprises à chacune de ces températures. Les résultats se trouvent aux Figure 2-6 et Figure 2-7; les incertitudes se trouvant sur ces figures représentent l'écart type de chacune des séries de cinq mesures. Les valeurs obtenues pour la chaleur spécifique sont illustrées à la Figure

2-8. La moyenne des deux résultats de la mesure de densité est utilisée pour le calcul de C_p . Voir le Tableau 2-1 pour plus de détails sur les résultats des mesures de densité.

Tableau 2-1 : Mesure de densité des échantillons de céramique

Échantillon	Diamètre Moyen (mm)	Hauteur Moyenne (mm)	Masse Moyenne (kg)	Densité (kg/m ³)
1	39,36	18,9	0,2505	2723,5
2	39,37	18,82	0,2501	2729,5
Moyenne :				2726,5

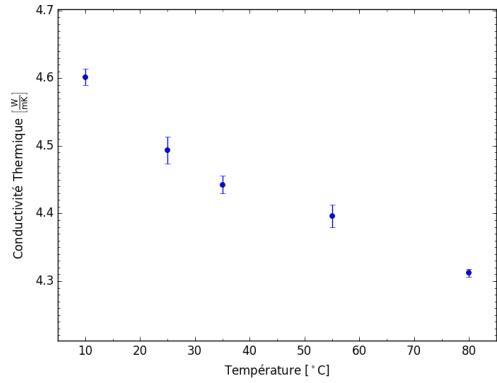


Figure 2-6 : Conductivité thermique de la céramique en fonction de la température

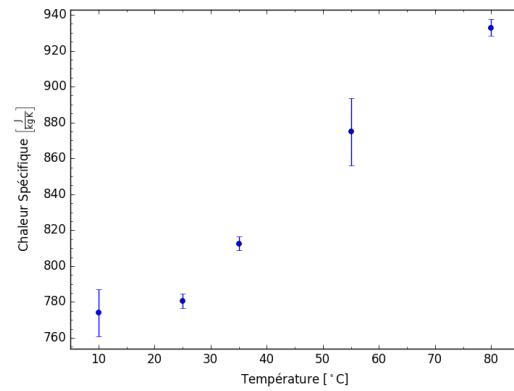


Figure 2-8 : Chaleur spécifique de la céramique en fonction de la température

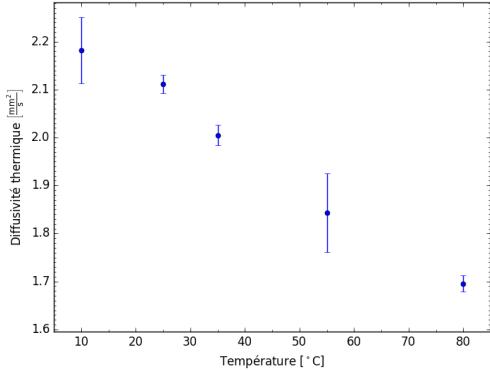


Figure 2-7 : Diffusivité thermique de la céramique en fonction de la température

Tableau 2-2 : Propriétés de l'Aluminosilicate (fournies par le fabricant)

Propriétés	Valeurs
Expansion thermique (AREMCO Products)	$4.6 \cdot 10^{-6}$ m/mK
Contrainte limite en flexion (AREMCO Products)	31.03 MPa

2.2.2 Instrumentation du puits

Cinq zones du puits sont instrumentées pour mesurer des températures. Ces zones sont illustrées à la Figure 2-9.

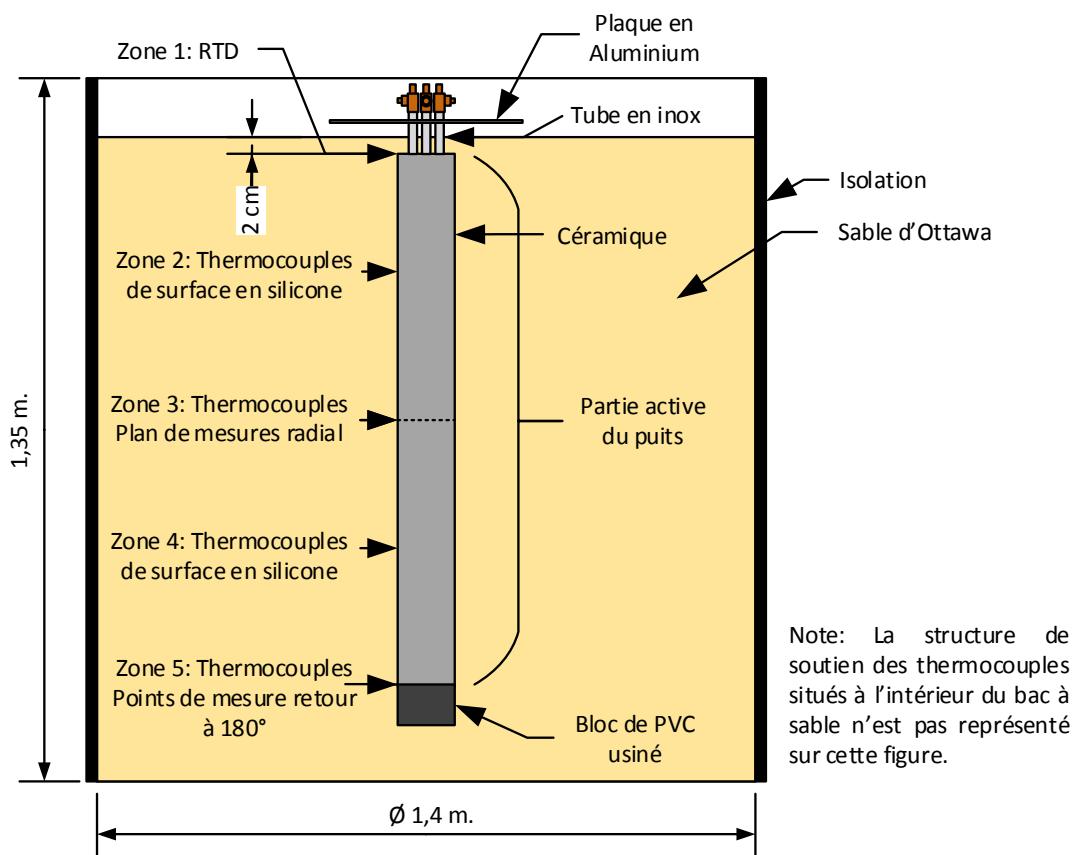


Figure 2-9 : Bac à sable avec puits

La première zone se trouve à l'entrée/sortie des quatre tuyaux. Cette position est coïncidente avec l'entrée du fluide caloporteur dans la partie active du puits, tel qu'illustré à la Figure 2-10. Les quatre températures sont mesurées à l'aide des sondes RTD de 0.125 po de diamètre situées au centre des tubes. L'incertitude de mesures des RTD est de ± 0.15 °C. Plus de détails sur l'incertitude des mesures de température se trouvent à l'Annexe A.

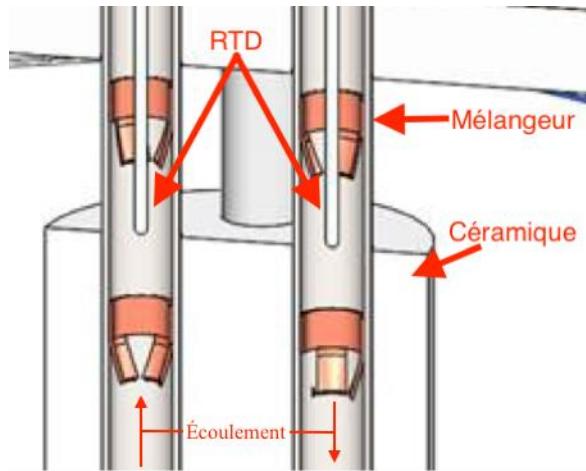


Figure 2-10 : Emplacement des RTD; Vue en coupe

La seconde et la quatrième zone se trouvent au premier et deuxième tiers de la partie active du puits. Dans chacune de ces zones, quatre thermocouples avec un adhésif en silicium sont collés sur le pourtour du puits. Chaque thermocouple est positionné vis-à-vis un des tuyaux caloporteurs, ce qui est illustré à la Figure 2-14. Les Figure 2-11 à Figure 2-13 montrent ces thermocouples installés sur le puits. La mesure de température est réalisée au centre de l'embout de silicium.

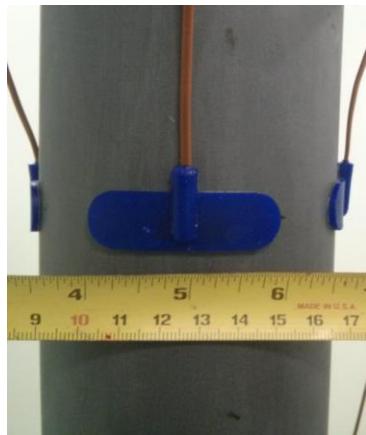


Figure 2-11 :
Thermocouple de surface
en silicone vue 1

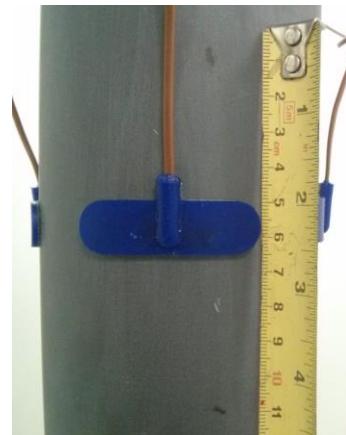


Figure 2-12 :
Thermocouple de surface
en silicone vue 2

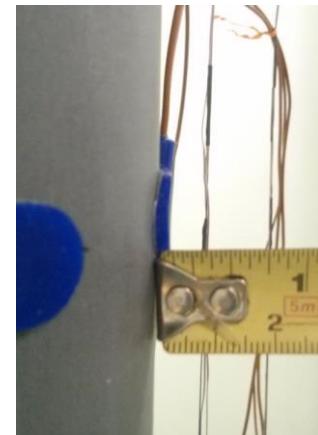


Figure 2-13 :
Thermocouple de surface
en silicone vue 3

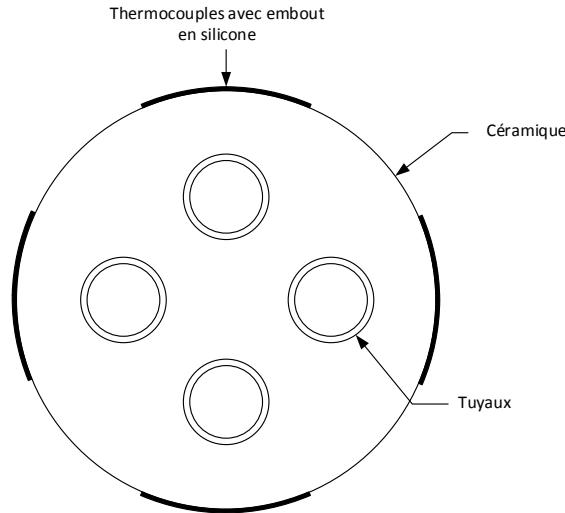


Figure 2-14 : Emplacement des thermocouples avec embout en silicone

La troisième zone de mesure se trouve exactement à la mi-hauteur du puits. Tel que montré à la Figure 2-15, 29 thermocouples de type T ayant une gaine en acier inoxydable d'un diamètre de 1 mm avec jonction isolée ont été insérés à l'intérieur de la pièce de céramique pour ainsi mesurer la température entre les tubes et sur le pourtour du puits. Ces thermocouples permettent d'avoir une cartographie de température sur le plan transversal à la mi-hauteur du puits. Les figures Figure 2-16 à Figure 2-19 montrent comment ces thermocouples sont fixés au puits.

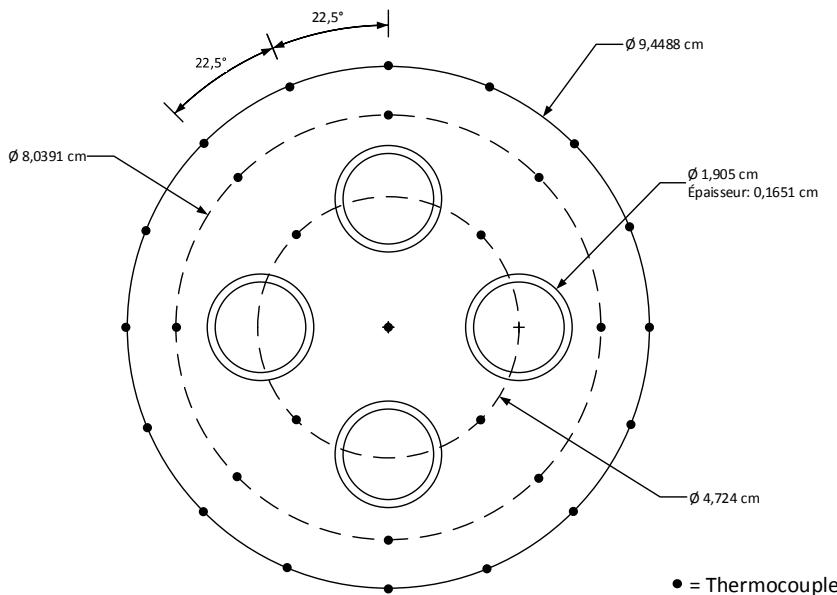


Figure 2-15 : Plan radial montrant l'emplacement des mesures de température

La cinquième zone de mesure se trouve au bas du puits. Tel que montré à la Figure 2-20, des thermocouples ont été insérés au bas de la zone active du puits afin de mesurer la température du fluide dans les quatre tuyaux à cet endroit, i.e. avant le virage à 180 ° dans le bloc de PVC. L'extrémité des thermocouples est coïncidente avec le bas de la partie active du puits. Les thermocouples ont une gaine en acier inoxydable ayant un diamètre de 3 mm (0.125 po) avec jonction isolée.

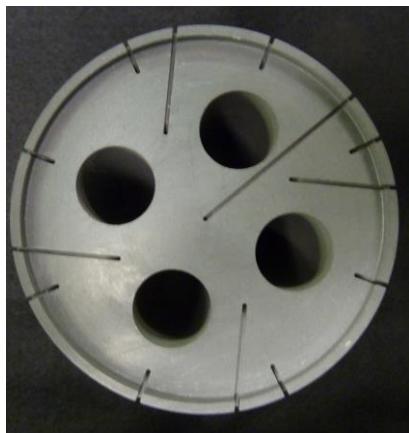


Figure 2-16 : Emplacement des thermocouples dans le plan de mesure de température à mi-hauteur du puits

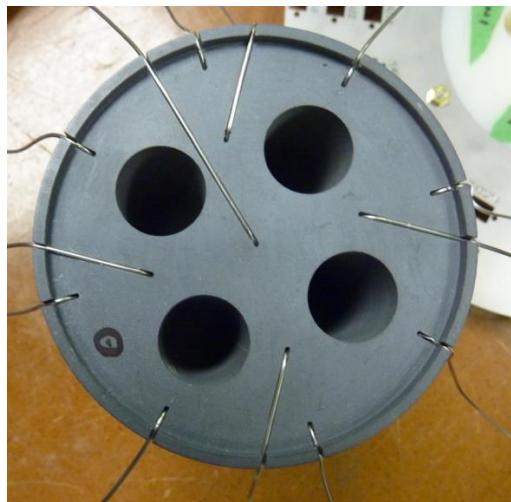


Figure 2-17 : Thermocouples installés dans le plan de mesure de température à mi-hauteur du puits



Figure 2-18 : Vue en coupe de la pièce de céramique contenant le plan de mesure radial



Figure 2-19 : Photo des thermocouples extérieurs du plan de mesure radial

Des mélangeurs en cuivre sont installés dans la première et la cinquième zone de mesure. Pour la première zone, les mélangeurs ont été installés en aval et en amont des extrémités des RTD, illustrés à la Figure 2-10. Pour ce qui est de la cinquième zone de mesure, des mélangeurs ont seulement été installés au haut des pointes des thermocouples, tel qu'illustré à la Figure 2-20 et à la Figure 2-21. L'installation de mélangeurs sous la pointe des thermocouples à l'intérieur du bloc de PVC n'était pas possible à cause de contraintes géométriques. Le retour à 180° composé de deux coudes de 90° a été jugé suffisant pour mélanger l'eau y circulant. En principe, l'utilisation de mélangeurs permet d'uniformiser la température de l'eau circulant à l'intérieur du puits au niveau des prises de mesures.

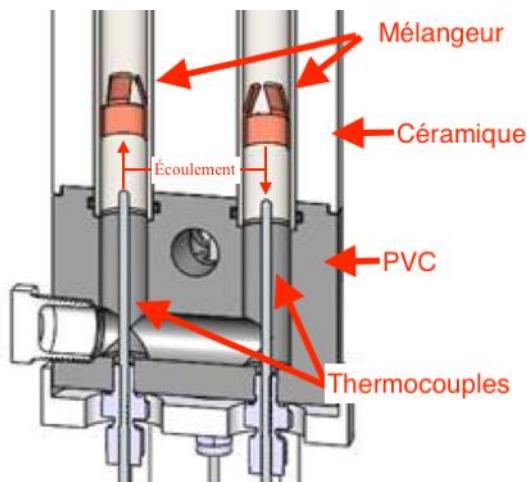


Figure 2-20 : Bas du puits montrant l'emplacement des mesures de température

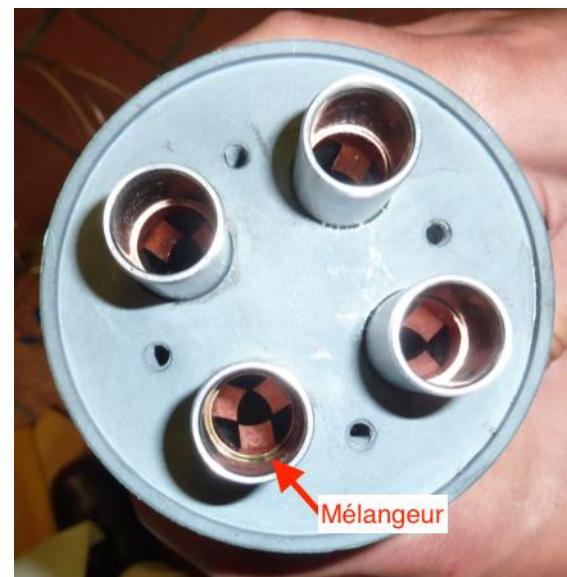


Figure 2-21 : Mélangeur au bas du puits;
Vue de dessous

Le Tableau 2-3 contient les détails sur la totalité de l'instrumentation fixé sur le puits géothermique.

Tableau 2-3 : Instrumentation du puits

Instruments	Description
Thermocouples de type T	Nombre : 29 Incertitude de mesure : $\pm 0.25^\circ\text{C}$ Gaine en acier inoxydable de 0.040 po. de diamètre Emplacement : Troisième zone Fournisseur : OMEGA Numéro de modèle : TMQSS-040-XX Où « XX » est la longueur de la gaine
Thermocouples de type T	Nombre : 4 Incertitude de mesure : $\pm 0.25^\circ\text{C}$ Gaine de 1/8 po. de diamètre Emplacement : Cinquième zone Fournisseur : OMEGA Numéro de modèle : TJ63-CPSS-18U-4-SMPW-M
Thermocouples de type T	Nombre : 8 Incertitude de mesure : $\pm 0.25^\circ\text{C}$ Embout adhésif en silicium pour mesure une température de surface Emplacement : Deuxième et quatrième zone Fournisseur : OMEGA Numéro de modèle : SA2C-T-SMPW-CC
RTD au platine 100 Ω de classe 1/10DIN	Nombre : 4 Incertitude de mesure : $\pm 0.15^\circ\text{C}$ Gaine en acier inoxydable de 1/8 po. de diamètre Emplacement : Première zone Fournisseur : OMEGA Numéro de modèle : P-M-1/10-1/8-9-0-P-8

Tous les thermocouples installés sur le puits ont été étalonnés. Plus de détails sur la méthode d'étalonnage utilisée se trouvent à l'Annexe A. Les résultats de l'étalonnage permettent d'assigner une incertitude de $\pm 0.25^\circ\text{C}$ aux thermocouples et de $\pm 0.15^\circ\text{C}$ aux RTD.

2.3 Bac à sable

2.3.1 Composantes matérielles

Le puits géothermique est installé dans un bac à sable tel que montré à la Figure 2-9. La thèse de Shirazi (2012) présente une description détaillée de ce dernier. Le bac a un diamètre de 1.4 m et une profondeur de 1.35 m. Il contient du sable d'Ottawa (C-109). La conductivité thermique du sable a été mesurée selon les standards IEEE Standard 442-1981 & ASTM D 5334-92 avec une aiguille de mesure de conductivité thermique de marque Hukseflux® qui a été fournie par Philippe

Pasquier, professeur à Polytechnique Montréal. Les résultats de ces mesures permettent de conclure que la conductivité thermique du sable est de 0.29 W/m·K, ce qui est en accord avec les résultats présentés par Tarnawski et al. (2009). La densité du sable, tirée de Tarnawski et al. (2009), est de 2650 kg/m^3 . La diffusivité thermique du sable utilisée est de $0.0126 \text{ m}^2/\text{jour}$. Bien que la diffusivité thermique utilisée par Eslami Nejad (2011) est de $0.0198 \text{ m}^2/\text{jour}$ pour le même sable, il peut être remarqué à la section 4.2.2 que la valeur utilisée dans ce mémoire semble acceptable.

La circonference du bac est isolée avec 25 mm d'isolant thermique. Le bac à sable se trouve dans le laboratoire de génie mécanique situé au local A-385 où l'environnement est contrôlé à l'aide d'un système de ventilation conventionnel. Des variations des conditions ambiantes du laboratoire peuvent donc survenir lors des tests expérimentaux.

2.3.2 Instrumentation

À l'intérieur du bac à sable se trouvent 51 thermocouples de type T. Tel que montré sur les Figure 2-22 et Figure 2-23 une structure en croix sert à positionner les thermocouples à l'intérieur du bac. Sur chacun des bras de la structure, il y a trois séries de quatre thermocouples. La première série de thermocouples se trouve à 15 cm du centre du bac, 30 cm pour la deuxième et 45 cm pour la troisième. Chaque série de thermocouples est supportée par un fil à pêche tendu verticalement. Dans la présente expérience, le sable ne recouvre pas les thermocouples se trouvant au sommet. Donc, seulement trois thermocouples sont enfouis dans le sable sur chaque fil à pêche. Pour mesurer la température de la paroi du bac, trois thermocouples sont situés sur la surface intérieure de ce dernier.

Étant donné que le système d'acquisition de données ne peut lire qu'un nombre limité de thermocouples, seulement dix-sept thermocouples du bac à sable ont pu y être connectés. Les douze thermocouples enfouis dans le sable se trouvant sur les quatre fils à pêche situé à 15 cm du centre du bac et cinq autres thermocouples répartis uniformément dans le bac y sont donc connectés. Ces thermocouples sont utilisés pour évaluer l'uniformité de la température dans le bac avant chacun des tests.

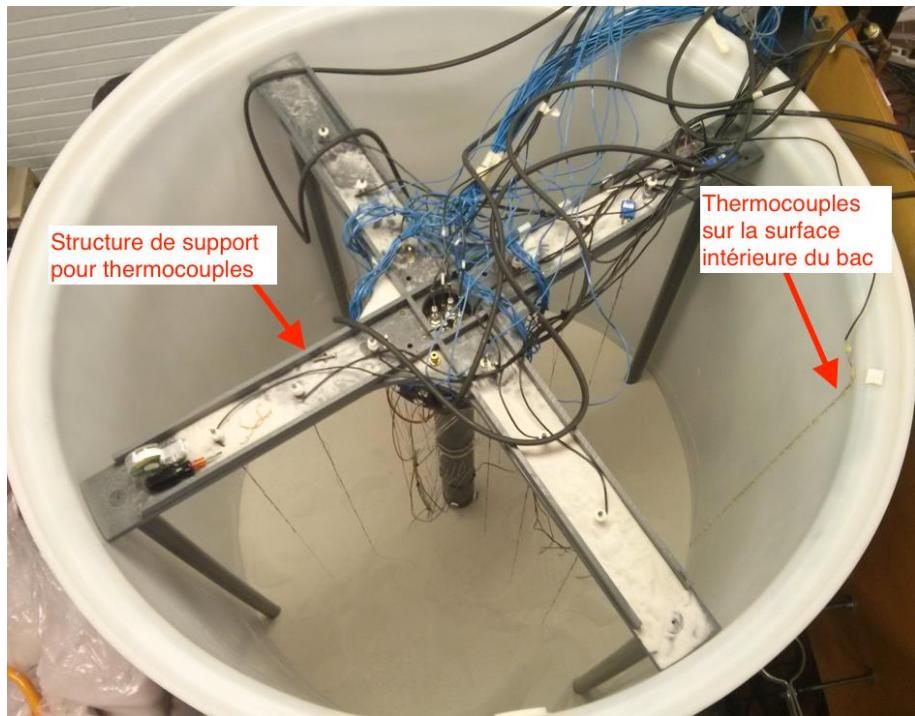


Figure 2-22 : Bac à sable; Vue de haut

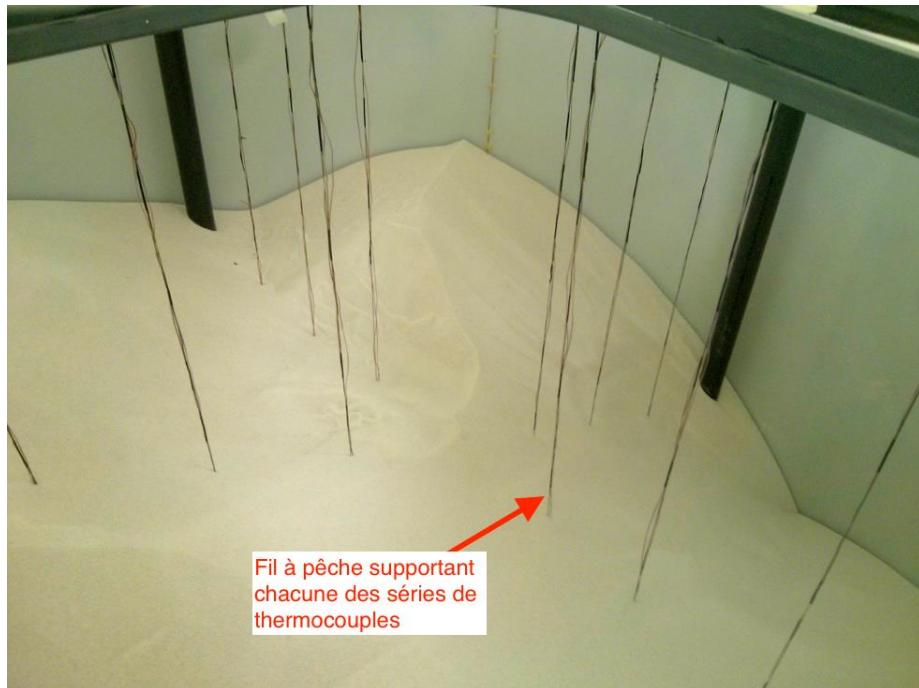


Figure 2-23 : Vue des thermocouples intérieurs du bac à sable

2.4 Circuit d'alimentation

2.4.1 Composantes matérielles

Le circuit d'alimentation est rempli d'eau provenant du service d'eau potable municipal. L'eau est acheminée à chacun des circuits par deux réseaux de tuyauterie indépendants. Chacun des réseaux est alimenté par un bain thermostable permettant de contrôler la température et de pomper l'eau se trouvant à l'intérieur de celui-ci. Le débit volumique est mesuré par un débitmètre distinct pour chacun des deux réseaux. Une photo des circuits d'alimentation se trouve à la Figure 2-24.

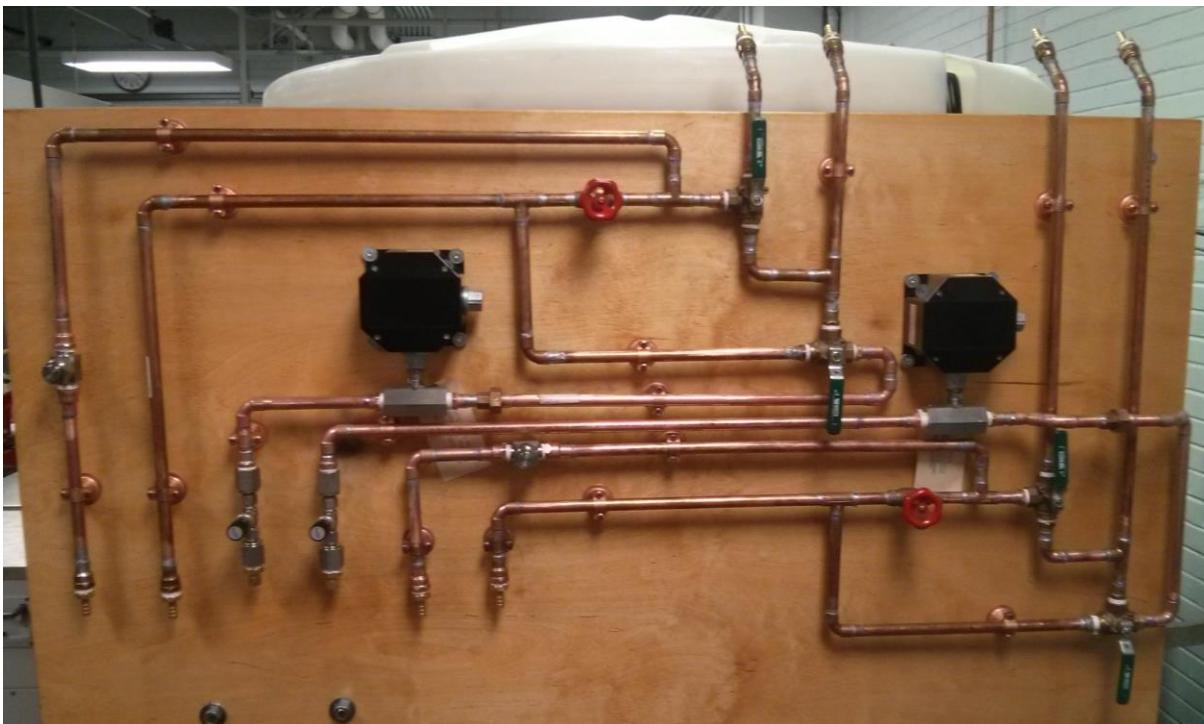


Figure 2-24 : Photo des deux circuits d'alimentation

Tel que montré à la Figure 2-25, le circuit d'alimentation d'eau a été conçu pour que la régulation du débit puisse se faire à l'aide de deux valves d'ajustement. La valve d'ajustement grossier permet de rediriger une portion de l'eau pompée vers le bain thermostable. La valve d'ajustement fin permet de faire varier la perte de charge de façon très précise à l'intérieur de la branche du circuit en U du puits pour atteindre le débit volumique visé. Cette dernière est munie d'un vernier précis au 1/25 de tour. Cela permet un ajustement reproductible du débit. En se basant sur les recommandations du fabricant du débitmètre, un filtre de 90 microns est installé en amont du débitmètre. De plus, une distance minimale de 5 diamètres de tuyau en amont des débitmètres a été

respectée. Une description des méthodes de fonctionnement des circuits se trouve au Tableau 2-4, une description détaillée des différentes pièces des réseaux se trouve au Tableau 2-5.

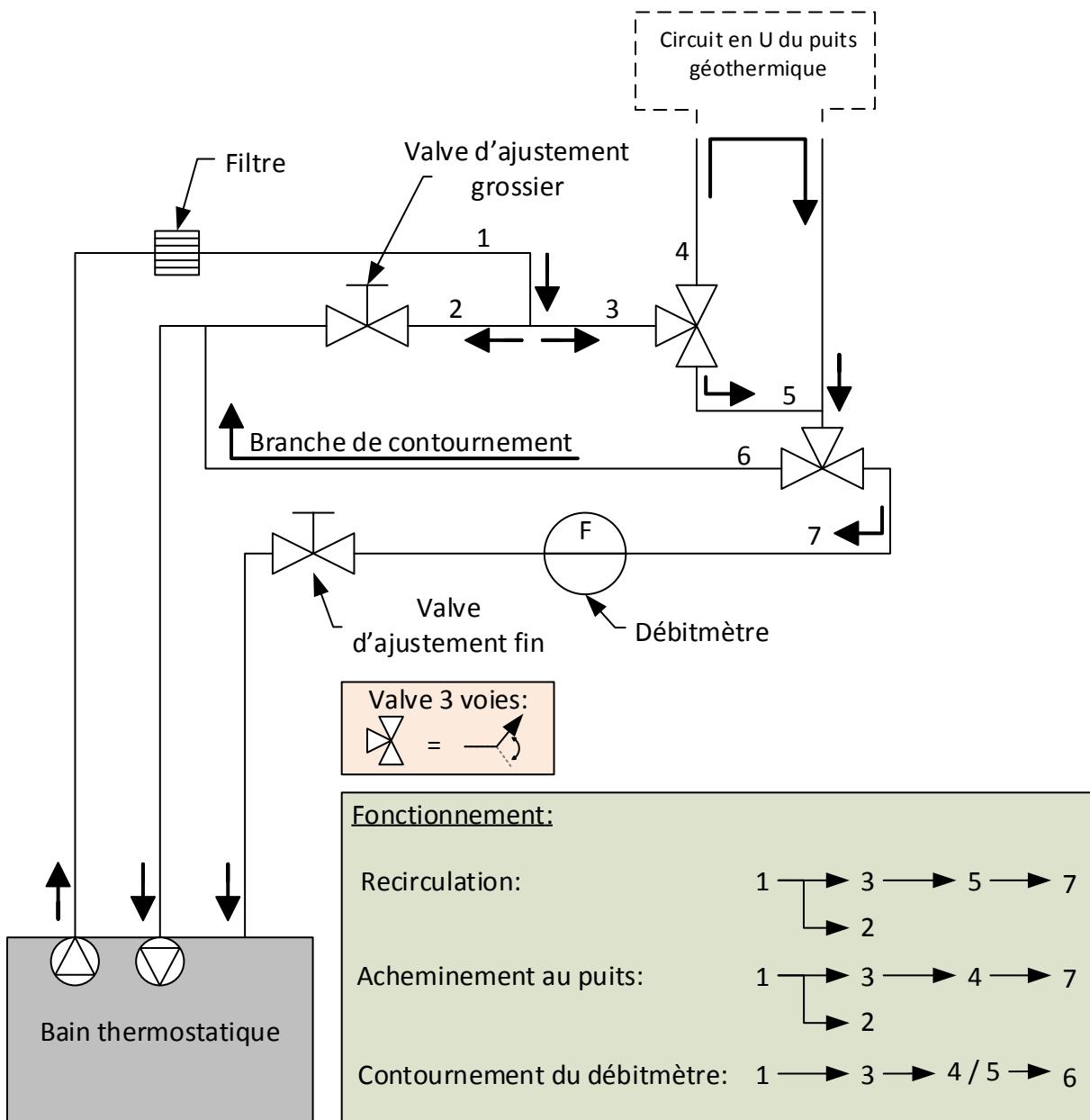


Figure 2-25 : Alimentation en eau pour un des deux circuits (schéma identique pour l'autre circuit)

Tableau 2-4 : Description des méthodes de fonctionnement des réseaux d'alimentation

Mode fonctionnement	Description
Recirculation	Permet d'ajuster la température et le débit de l'eau sans acheminer de l'eau à l'intérieur du puits
Acheminement au puits	Permet d'acheminer de l'eau au puits.
Contournement du débitmètre	Permet de contourner le débitmètre en cas de problèmes avec le débitmètre. De plus, de l'eau à un débit plus élevé que la limite du débitmètre peut être acheminée au puits en utilisant ce mode de fonctionnement.

Tableau 2-5 : Éléments du circuit d'alimentation d'eau

Éléments du circuit	Description
Bain thermostable	Manufacturier : Julabo Modèle : FP45-HE
Valve d'ajustement grossier	Type « globe valve »
Valve d'ajustement fin	Manufacturier : Swagelok Modèle : SS-6L-MH Précision du Vernier : 1/25 de tour
Valve trois voies	Type « tout ou rien »
Filtre	Manufacturier : Swagelok Modèle : SS-8TF2-90 Ouverture des mailles : 90 microns

Lors des tests préliminaires, il a été remarqué que si la valve d'ajustement grossier est ouverte, l'eau circule en sens contraire à l'intérieur de la branche du débitmètre. Cela peut être expliqué par le fait que la pompe prenant l'eau de l'extérieur du bain pour l'amener à l'intérieur serait trop puissante. Pour ne pas avoir de débit circulant à contresens à l'intérieur du débitmètre, tous les tests ont été réalisés avec la valve d'ajustement grossier fermée.

2.4.1.1 Séquence de manipulations pour un test typique

Avant chacun des essais, les réseaux d'acheminement en eau sont placés en mode « recirculation ». Les bains thermostatiques sont alors mis en marche. La température de consigne de chacun des bains est ajustée à la valeur visée et, pour chacun des réseaux, le débit de circulation est ajusté avec la valve d'ajustement fin. Lorsque l'eau à l'intérieur des bains thermostatiques a atteint les températures de consigne, les réseaux sont alors mis en mode « Acheminement au puits ».

Une fois que l'eau est acheminée au puits, les conditions d'entrées de chacun des réseaux peuvent être changées manuellement en modifiant la température de consigne des bains thermostables ainsi qu'en ajustant le débit avec les valves d'ajustement fin. Si les températures de consignes des bains sont changées pendant que les réseaux d'acheminement sont en mode « Acheminement au puits » les températures d'entrée varieront de façon graduelle. Pour produire de brusques changements de température de l'eau en entrée du puits une fois que le test est déjà entamé, les réseaux d'acheminement doivent être mis en mode « recirculation » pour ensuite changer la température de consigne du bain. Lorsque l'eau atteint la température de consigne, le réseau de circulation peut être mis en mode « Acheminement au puits ».

2.4.2 Instrumentation

Chaque circuit d'alimentation comporte un débitmètre et un thermocouple. Le Tableau 2-6 décrit en détail ces deux instruments. Les thermocouples sont utilisés pour déterminer la température du fluide (T_{fluide}) passant à l'intérieur des débitmètres. Ils sont collés à la paroi extérieure des tuyaux de cuivre immédiatement après les débitmètres. Du ruban adhésif thermiquement conducteur est utilisé pour fixer les thermocouples. Un isolant est installé sur les thermocouples permettant ainsi de limiter les pertes de chaleur et donc de rapprocher la mesure de température lue par les thermocouples à la température réelle du fluide passant à l'intérieur des débitmètres. Parce que ces thermocouples n'ont pas été étalonnés et que la température mesurée est celle de la surface du tuyau en cuivre, une incertitude de $\pm 1^{\circ}\text{C}$ sur T_{fluide} a été assignée à ces mesures de température. La connaissance de T_{fluide} est nécessaire pour corriger le signal émis par les débitmètres. L'Annexe B explique en détail le fonctionnement du débitmètre et le traitement du signal, ce qui inclue la correction de ce dernier en fonction de T_{fluide} .

Tableau 2-6 : Instrumentation des réseaux d'alimentation

Instruments	Description
Débitmètres à turbine	Nombre : 2 Incertitude de mesure : voir Tableau 2-7 Constructeur : Flow Technology Numéro de modèle : FTO-3NIXWULHC-5 Numéro de modèle des transmetteurs électroniques « Linear Link » : LA-5-C-MAB6
Thermocouples de type T	Nombre : 2 Incertitude de mesure : ± 1 °C Fournisseur : OMEGA

L'incertitude pour chacun des débitmètres est fonction du débit y circulant, elle est affichée au Tableau 2-7. Elle a été calculée en utilisant la méthode de propagation de l'incertitude. De plus, ces incertitudes ont été vérifiées en comparant le total de la masse d'eau passée à l'intérieur des débitmètres mesurée par une balance précise à la masse d'eau calculée avec les mesures des débitmètres et T_{fluide} . Plus de détail sur la méthode utilisée pour calculer et valider leurs incertitudes de mesure se trouve à l'Annexe A. Bien que selon le fabricant, les débitmètres peuvent être opérés pour des débits allant de 37.8 ml/min à 1514 ml/min, le débit d'eau des tests expérimentaux sont compris entre 200 ml/min et 900 ml/min. Cette décision a été prise suite à l'analyse des tests qui sont décrits à la l'Annexe A.

Tableau 2-7 : Incertitude sur les mesures de débit

\dot{V}	$U_{\dot{V}}$	
	\pm	$\pm\%$
mL/min	mL/min	-
200	4.8	2.4%
250	5.3	2.1%
300	5.7	1.9%
350	6.2	1.8%
400	6.8	1.7%
450	7.7	1.7%
500	8.5	1.7%
550	9.4	1.7%
600	10.2	1.7%
650	11.1	1.7%
700	11.9	1.7%
750	12.8	1.7%
800	13.6	1.7%
850	14.5	1.7%
900	15.3	1.7%

2.5 Système d'acquisition de données

L'acquisition de données est réalisée à l'aide de matériel de la marque National Instruments. La chaîne de mesure utilisée lors de l'étalonnage et lors des essais sur le puits géothermique est illustrée à la Figure 2-26. Les thermocouples, les RTD, et les débitmètres sont connectés, respectivement, aux cartes d'acquisition NI 9214, NI 9217, et NI 9208. Ces trois cartes d'acquisition sont elles-mêmes connectées à un système informatique temps réel, le NI cRIO-9074. Finalement, un ordinateur personnel équipé du logiciel LabView permet l'acquisition des données et la gestion de la chaîne de mesure. Plus de détail sur les éléments de la chaîne de mesure se trouvent au Tableau 2-8.

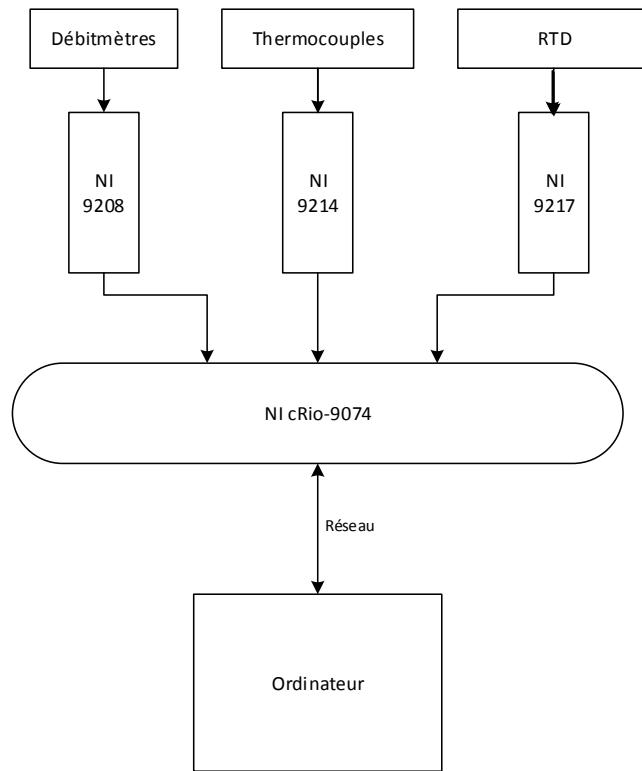


Figure 2-26 : Schéma de connexions

Tableau 2-8 : Matériels du système d'acquisition de donnée

#	<u>Matériels</u>
3	CompactRIO : NI cRIO-9074
4	Carte d'acquisition NI 9214 pour thermocouples avec bloc isothermique; Utilisation en mode haute résolution
5	Carte d'acquisition NI 9217 pour sonde RTD 100 Ω au platine avec réjection du bruit; Utilisation en mode haute résolution
6	Carte d'acquisition NI 9208 pour mesurer un courant ±22 mA; Utilisation en mode haute vitesse

CHAPITRE 3 MODÈLE NUMÉRIQUE

Ce chapitre présente le modèle numérique utilisé pour simuler l'installation expérimentale décrite au Chapitre 2. Le modèle utilisé est une variante du TYPE 244 présenté par Godefroy (2014) qui est basé sur un assemblage de résistances et capacités thermiques appelé TRCM (TRCM est un diminutif pour « thermal resistance and capacity model »). L'adaptation du TYPE 244 a été réalisée en utilisant un réseau de résistances et capacités thermiques alternatif. Le réseau thermique utilisé dans ce mémoire est présenté à la section 3.2. Le restant du TYPE 244 original n'a pas été modifié.

Une description générale du fonctionnement du modèle numérique utilisé sera faite et une description plus détaillée du réseau de résistances-capacités thermiques ainsi que les équations qui gouvernent le modèle sera présentée.

3.1 Fonctionnement global du modèle numérique

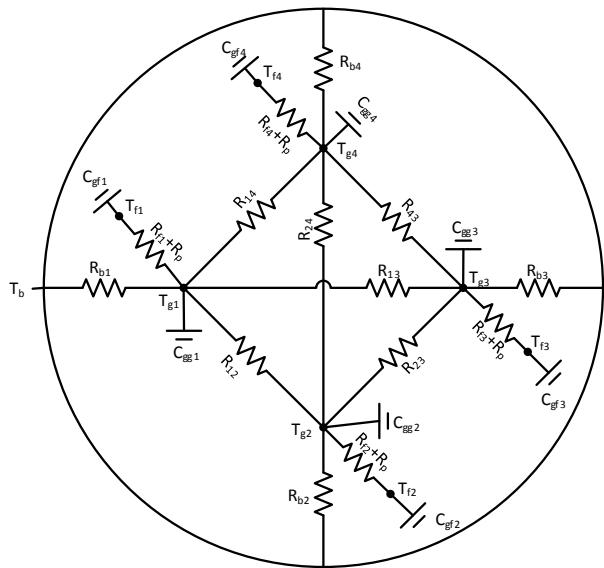
Le modèle numérique prend en entrée les températures et les débits massiques de chacun des fluides caloporteurs entrant dans les deux réseaux du puits. De plus, le puits est discréteisé verticalement en un nombre n de sections (maximum dix), ce paramètre est spécifié par l'utilisateur. Une température initiale du sol est aussi spécifiée par l'utilisateur, cette température est uniforme sur la totalité de la longueur du puits. Pour chacune des discréteisations verticales, l'interaction thermique entre les tuyaux internes au puits est modélisée à l'aide du circuit de résistances et capacitances thermiques. Le transfert de chaleur entre la paroi du puits et le sol est modélisé à l'aide de la source cylindrique infinie pour chacune des subdivisions verticales du puits. Les équations gouvernant le modèle forment un système d'équations linéaires qui est résolu avec la méthode LU (*Lower Upper*).

En ce qui a trait aux fluides caloporteurs, les propriétés thermiques de plusieurs solutions d'antigel et eau ont été préprogrammées à l'intérieur du modèle, où la concentration d'antigel est spécifiée par l'utilisateur. Ces antigels sont le propylène glycol, le méthanol et l'éthanol. Les propriétés thermiques d'un fluide caloporteur composé seulement d'eau y sont aussi préprogrammées. Les propriétés thermiques de ces fluides caloporteurs sont calculées par le modèle numérique en utilisant la température d'entrée du puits de chacun des fluides caloporteurs. Si un autre fluide caloporteur est utilisé, les propriétés thermiques de celui-ci doivent être entrées par l'utilisateur et celles-ci seront constantes, peu importe la température du fluide.

3.2 Réseau résistances-capacités thermique

L’assemblage de résistances et capacités thermique utilisé est le même que celui présenté par Bauer, Heidemann, Müller-Steinhagen, et al. (2011) pour un puits à quatre tuyaux. Il faut cependant noter que les valeurs des résistances et capacités thermiques ne sont pas déterminées de la même manière. De plus, la capacité thermique des fluides caloporteurs est aussi prise en compte par le réseau thermique utilisé, ce qui n’est pas explicitement spécifié par cas par Bauer, Heidemann, Müller-Steinhagen, et al. (2011). Le réseau thermique utilisé est illustré à la partie a de la Figure 3-1. La partie b de cette figure correspond au réseau de résistances et capacitances thermiques original du TYPE 244 tel que présenté par Godefroy (2014).

a)



b)

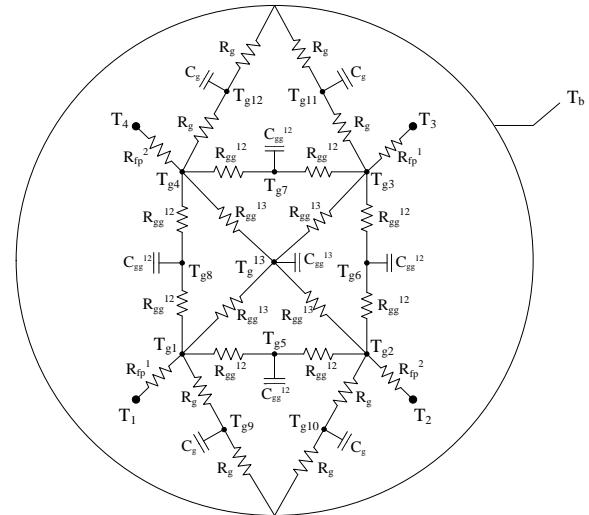


Figure 3-1 : Réseau thermique utilisé (a) et original (b)

Le réseau thermique présenté par Godefroy (2014) ne pouvait être utilisé. La raison principale est que, pour la géométrie et les propriétés thermiques du montage expérimental modélisé, certaines résistances du réseau thermique sont négatives. Certaines capacités thermiques seraient donc entourées de résistances thermiques négatives et cela entraîne une instabilité du modèle numérique pour certaines configurations de température de fluide. Cela peut être expliqué par le fait qu’une résistance négative régit le transfert énergétique entre deux points comme allant du point le plus froid au point le plus chaud. Plus l’écart de température est grand, plus ce transfert de chaleur sera

important. Un transfert thermique plus grand augmente encore plus l'écart de température entre les deux points. Les températures évolueront de façon exponentielle et les températures de sortie des fluides caloporteurs calculées par le modèle divergeront après quelques pas temps. Cela rend le réseau thermique présenté par Godefroy (2014) inutilisable pour simuler le montage expérimental.

3.2.1 Résistances thermiques

3.2.1.1 Théorie sur le calcul des résistances thermiques

La méthode Multipôle présentée par Bennet et al. (1987) est utilisée pour calculer, en se basant sur les méthodes montrées par Claesson et Hellström (2011) et par Hellström (1991), les résistances thermiques illustrées à la Figure 3-1. Bennet et al. (1987) ont fourni un code source de la méthode Multipôle qui, une fois compilé, résout l'équation du transfert de chaleur en régime permanent pour une géométrie en deux dimensions (équation 3.1). Cette géométrie est composée d'un nombre arbitraire de tuyaux situés à l'intérieur d'un cylindre de conductivité λ_1 qui est lui même à l'intérieur d'une région annulaire de conductivité λ_2 . Aucune restriction sur les rayons et les positions des tuyaux ne se trouve dans le code, pourvu que tous les tuyaux se trouvent à l'intérieur du cylindre central. Le rayon du cylindre contenant les tuyaux n'a, lui aussi, aucune restriction quant à sa valeur.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0 \quad 3.1$$

Le programme informatique prend en entrée les paramètres suivants (les unités doivent être cohérentes entre elles) :

- La conductivité du cylindre contenant les tuyaux : λ_1
- La conductivité de la région annulaire : λ_2
- Le rayon de la région cylindrique : r_b
- Le nombre de tuyaux
- La température de chacun des tuyaux
- La température de la région éloignée
- Le rayon de la région éloignée : r_c
- Le nombre de tuyaux
- La position de chacun des tuyaux : (x_i, y_i)
- Le rayon de chacun des tuyaux : $r_{p,i}$
- La résistance thermique de chacun des tuyaux : β_i (valeur de 0 acceptée)
- L'ordre des Multipôles à calculer
- Une grille de points pour calculer la température de chacun de ces points

Une fois ces paramètres soumis au programme, il calculera les éléments suivants :

- Les puissances linéiques qui satisfont les conditions limites spécifiées pour chacun des tuyaux : q_i
- La température aux points de la grille spécifiée

Pour calculer les résistances, il est utile d'utiliser la propriété de la superposition pour définir la distribution de la température à l'intérieur de la géométrie soumise au programme.

$$T(x, y) = \bar{T}_b + \sum_{i=1}^n U_i(x, y) \cdot q_i \quad 3.2$$

Où n représente le nombre du tuyaux, q_i représente la puissance linéique de la source de chaleur pour le tuyau i , $U_i(x, y)$ représente la solution pour une puissance linéique émise par le tuyau i si celui-ci était seul à l'intérieur de la géométrie du problème et \bar{T}_b représente la température moyenne du pourtour du puits.

Pour une géométrie ayant quatre tuyaux, la distribution de température s'écrit comme suit :

$$T(x, y) = \bar{T}_b + U_1(x, y) \cdot q_1 + U_2(x, y) \cdot q_2 + U_3(x, y) \cdot q_3 + U_4(x, y) \cdot q_4 \quad 3.3$$

Le code informatique utilisé ne permet pas d'imposer $\overline{T_b}$ comme condition limite, mais permet d'imposer une température T_c se trouvant à un rayon r_c du centre. $\overline{T_b}$ peut toutefois être déterminée en utilisant l'équation 3.4 (Claesson & Hellström, 2011).

$$\overline{T_b} = T_c + \frac{\sum_{i=1}^n q_i}{2\pi\lambda_2} \ln\left(\frac{r_c}{r_b}\right) \quad 3.4$$

En utilisant l'équation 3.3, la température d'un tuyau j peut être écrite comme suit :

$$T_{f_j} = \overline{T_b} + U_1(x_j, y_j) \cdot q_1 + U_2(x_j, y_j) \cdot q_2 + U_3(x_j, y_j) \cdot q_3 + U_4(x_j, y_j) \cdot q_4 \quad 3.5$$

Où x_j et y_j sont les coordonnées du tuyau j . Pour simplifier la notation, U_{ij} est l'équivalent de $U_i(x_j, y_j)$. En utilisant la notation matricielle, les températures des tuyaux peuvent être exprimées selon la forme suivante :

$$\begin{bmatrix} T_{f_1} - \overline{T_b} \\ T_{f_2} - \overline{T_b} \\ T_{f_3} - \overline{T_b} \\ T_{f_4} - \overline{T_b} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} U_{11} & U_{21} & U_{31} & U_{41} \\ U_{12} & U_{22} & U_{32} & U_{42} \\ U_{13} & U_{23} & U_{33} & U_{43} \\ U_{14} & U_{24} & U_{34} & U_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{bmatrix} \quad 3.6$$

L'équation 3.6 permet d'exprimer les températures des tuyaux en fonction des puissances linéiques émises par ces derniers. Le but ici est de faire le contraire, c'est-à-dire d'exprimer les puissances linéiques de chacun des tuyaux en fonction de leurs températures ainsi que $\overline{T_b}$. Cela peut être effectué en multipliant l'équation 3.6 par $[U_{ij}]^{-1}$, ce qui a été fait à l'équation 3.7 où $[U_{ij}]^{-1} = [C_{ij}]$. Il peut être utile de faire remarquer que $U_{ij} = U_{ji}$ (Claesson & Hellström, 2011) et donc que $C_{ij} = C_{ji}$.

$$\begin{bmatrix} C_{11} & C_{21} & C_{31} & C_{41} \\ C_{12} & C_{22} & C_{32} & C_{42} \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & C_{43} \\ C_{14} & C_{24} & C_{34} & C_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{f_1} - \overline{T_b} \\ T_{f_2} - \overline{T_b} \\ T_{f_3} - \overline{T_b} \\ T_{f_4} - \overline{T_b} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{bmatrix} \quad 3.7$$

Chacune des équations du système d'équations 3.7 peuvent être réarrangées pour obtenir une équation utilisant des coefficients, qui seraient l'équivalent de résistances thermiques, pour

exprimer l'échange thermique de chacun des tuyaux avec leur environnement. Par exemple, l'équation 3.8, qui représente la première ligne du système d'équation 3.7, peut être réécrite en l'équation 3.9.

$$C_{11}(T_{f_1} - \bar{T}_b) + C_{21}(T_{f_2} - \bar{T}_b) + C_{31}(T_{f_3} - \bar{T}_b) + C_{41}(T_{f_4} - \bar{T}_b) = q_1 \quad 3.8$$

$$(C_{11} + C_{21} + C_{31} + C_{41})(T_{f_1} - \bar{T}_b) - C_{21}(T_{f_1} - T_{f_2}) - C_{31}(T_{f_1} - T_{f_3}) - C_{41}(T_{f_1} - T_{f_4}) = q_1 \quad 3.9$$

Les résistances de la Figure 3-1 sont donc équivalentes à :

$$R_{bi} = \frac{1}{C_{ii} + C_{21} + C_{31} + C_{41}}; R_{21} = -\frac{1}{C_{21}}; R_{31} = -\frac{1}{C_{31}}; R_{41} = -\frac{1}{C_{41}} \quad 3.10$$

Il est utile de souligner que puisque $C_{ij} = C_{ji}$ alors $R_{ij} = R_{ji}$.

Les résistances obtenues sont donc fonction de la géométrie du problème et des propriétés thermiques des régions centrale et annulaire. Pour certaines configurations, les résistances thermiques obtenues peuvent être négatives. Bien que ceci semble être en désaccord avec les lois de la thermodynamique, cela ne pose aucun problème et ne tend pas à montrer les limites de la méthode de calcul des coefficients utilisés pour l'échange de chaleur à l'intérieur d'un puits. Le problème vient plutôt de l'utilisation d'un circuit de résistance thermique pour représenter l'échange de chaleur thermique en régime permanent à l'intérieur du puits. Représenter l'échange de chaleur entre les tuyaux comme des résistances, sous-entend qu'il y a un échange énergétique direct entre chacun des tuyaux. Ce qui n'est pas nécessairement le cas. Ces coefficients sont calculés pour être en mesure d'obtenir l'échange thermique en régime permanent de chacun des tuyaux avec leur environnement en connaissant la température de ceux-ci ainsi que la température moyenne du pourtour du puits.

Ces coefficients devraient être interprétés comme des coefficients d'impact que chacun des tuyaux a sur les autres. Leurs valeurs sont directement liées à la solution du transfert de chaleur en régime permanent pour une géométrie et propriétés thermiques données dans le but de relier T_{f_i} , \bar{T}_b et q_i .

3.2.1.2 Méthode de calcul des résistances thermiques

La méthode proposée pour le calcul de R_b , R_{21} , R_{31} et R_{41} en utilisant le code numérique fourni par Bennet et al. (1987) est la suivante (où $T_{p_i,j}$ représente la température de la surface extérieure du tuyau i pour l'étape de calcul j) :

1. Utiliser le code avec $T_{p_{1,1}} = T_{p_{2,1}} = T_{p_{3,1}} = T_{p_{4,1}}$ et une valeur de $T_{C,1}$ quelconque. Le fait que les températures des tuyaux soient toutes égales vient transformer l'équation 3.9 en l'équation ci-dessous. $\overline{T_{b,1}}$ est calculé en utilisant l'équation 3.4. Une fois que le code a été utilisé, R_{ib} est la seule inconnue dans l'équation 3.11 et sa valeur pourra donc être déterminée.

$$q_{i,1} = \frac{T_{p_{1,1}} - \overline{T_{b,1}}}{R_{ib}} \quad 3.11$$

2. Utiliser le code avec $T_{p_{1,2}} = T_{p_{3,2}} = T_{p_{4,2}}$ et une valeur quelconque pour $T_{p_{2,2}}$ et $T_{C,2}$. L'équation 3.12 est obtenue en remplaçant ces valeurs dans l'équation 3.9. R_{21} pourra être calculé puisqu'elle est la seule inconnue.

$$q_{1,2} = \frac{T_{p_{2,2}} - \overline{T_{b,2}}}{R_{b1}} + \frac{T_{p_{1,2}} - T_{p_{2,2}}}{R_{21}} \quad 3.12$$

3. Utiliser le code avec $T_{p_{1,3}} = T_{p_{4,3}}$ et une valeur quelconque pour $T_{p_{2,3}}$, $T_{p_{3,3}}$ et $T_{C,3}$. L'équation 3.13 est obtenue en remplaçant ces valeurs dans l'équation 3.9. R_{13} pourra donc être calculé.

$$q_{1,3} = \frac{T_{p_{1,3}} - \overline{T_{b,3}}}{R_{b1}} + \frac{T_{p_{1,3}} - T_{p_{2,3}}}{R_{21}} + \frac{T_{p_{1,3}} - T_{p_{3,3}}}{R_{43}} \quad 3.13$$

4. Utiliser le code avec une valeur quelconque pour $T_{p_{1,4}}$, $T_{p_{2,4}}$, $T_{p_{3,4}}$, $T_{p_{4,4}}$ et $T_{C,4}$. L'équation 3.14 est obtenue en remplaçant ces valeurs dans l'équation 3.9. R_{41} pourra donc être calculé.

$$q_{1,4} = \frac{T_{p_{1,4}} - \overline{T_{b,4}}}{R_{b1}} + \frac{T_{p_{1,4}} - T_{p_{2,4}}}{R_{21}} + \frac{T_{p_{1,4}} - T_{p_{3,4}}}{R_{31}} + \frac{T_{p_{1,4}} - T_{p_{4,4}}}{R_{41}} \quad 3.14$$

La méthode présentée comporte quatre étapes de calcul parce que le puits modélisé possède quatre tuyaux. Les résistances d'un puits comportant un nombre n de tuyaux peuvent toujours être calculés en suivant la même méthode, mais avec n étape de calcul.

3.2.1.3 Validation de la méthode de calcul des résistances thermiques

La méthode présentée a été validée avec l'exemple donné par Claesson et Hellström (2011) en comparant les résistances thermiques calculées par les auteurs et celles calculées avec la méthode présentée à la section 3.2.1.2. Pour calculer les résistances, Claesson et Hellström (2011) utilisent la méthode Multipôle pour résoudre le problème de transfert de chaleur en régime permanent, mais avec des conditions limites imposées différentes de ce qui est permis par le code fourni par Bennet et al. (1987). Les conditions limites imposées par Claesson et Hellström (2011) sont les puissances linéiques ainsi que $\overline{T_b}$. Voici les détails de l'exemple présenté dans l'ouvrage :

$$\begin{aligned} \lambda_b &= 1,5; \lambda = 2,5; r_b = 0,07; x_1 = 0,03; y_1 = 0,0; \\ x_2 &= -0,03; y_2 = 0,02; r_{p1} = r_{p2} = 0,02; \beta_1 = \beta_2 = 1,2; \end{aligned} \quad 3.15$$

Où :

- x_i et y_i sont les positions des centres de chacun des tuyaux du puits par rapport à l'origine.
- β_i sont les résistances thermiques des tuyaux ($K/(W/m^2)$) utilisées pour transporter le fluide caloporteur, voir Claesson et Hellström (2011).
- λ_b et λ sont les conductivités thermiques du coulis et du sol respectivement.

Il est à noter que les distances entre le centre des tuyaux et le centre du puits ne sont pas les mêmes. Cela engendre donc des valeurs de R_{ib} différentes pour chacun des tuyaux. Le Tableau 3-1 contient les conditions limites soumises au code ainsi que les puissances linéiques obtenues pour chacun des tuyaux pour les ordres de Multipôle allant de 0 à 3.

Tableau 3-1 : Résultats bruts du code informatique

Conditions limites :	Étape #1		Étape #2	
	$T_c = 0^\circ\text{C}$ et $r_c = 7\text{ m}$ $T_{f_{1,1}} = T_{f_{2,1}} = 1^\circ\text{C}$.	$T_c = 0^\circ\text{C}$ et $r_c = 7\text{ m}$ $T_{f_{1,2}} = 1^\circ\text{C}$ et $T_{f_{2,2}} = 0.5^\circ\text{C}$.	$q_1 (\text{W/m})$	$q_2 (\text{W/m})$
J (Ordre du multipôle)	$q_1 (\text{W/m})$	$q_2 (\text{W/m})$	$q_1 (\text{W/m})$	$q_2 (\text{W/m})$
0	1.1624720	1.1761990	1.9201920	-0.1696205
1	1.1609980	1.1747670	1.9165530	-0.1681712
2	1.1607370	1.1745110	1.9153640	-0.1673721
3	1.1607050	1.1744790	1.9152680	-0.1673228

Le Tableau 3-2 compare les valeurs des résistances calculées avec la méthode présentée aux valeurs des mêmes résistances calculées par Claesson et Hellström (2011). Où $K_{12} = \frac{1}{R_{12}}$ et $K_{ib} = \frac{1}{R_{ib}}$.

Tableau 3-2 : Comparaison des résultats des méthodes de calcul des résistances

J	Claesson et Hellström (2011)			Méthode présentée		
	K_{1b}	K_{12}	K_{2b}	K_{1b}	K_{12}	K_{2b}
0	3.698	0.240	3.742	3.698	0.240	3.742
1	3.683	0.243	3.727	3.683	0.243	3.727
2	3.681	0.242	3.724	3.681	0.242	3.724
3	3.680	0.242	3.724	3.680	0.242	3.724

Les résistances obtenues sont exactement les mêmes que celle obtenue par Claesson et Hellström (2011). Cela n'est pas étonnant, car les deux méthodes utilisent la méthode Multipôle. La différence entre les deux méthodes se situe au niveau des conditions limites pouvant être appliquées sur la géométrie. Pour la méthode présentée ci-dessus, une température à chacun des tuyaux ainsi qu'une température à une distance r_c de centre du puits sont imposées, tandis que, pour la méthode présentée dans l'ouvrage de Claesson et Hellström (2011), les puissances linéiques ainsi que \bar{T}_b sont imposées.

La comparaison entre la méthode de calcul des résistances présentées par Claesson et Hellström (2011) et la méthode présentée dans ce mémoire a été jugée nécessaire afin de vérifier qu'aucune erreur ne s'est glissée à l'intérieur du code informatique lors de sa retranscription. De plus, cela permet de conclure que les deux méthodes sont équivalentes même si elles sont légèrement différentes (principalement à cause des différentes conditions limites imposées entre les deux méthodes).

3.2.1.4 Valeurs des résistances thermiques pour le puits à quatre tuyaux

Les résistances pour le puits à quatre tuyaux de la présente étude sont calculées dans cette section. Voici les paramètres géométriques ainsi que les propriétés thermiques du puits :

$$\begin{aligned}
 \lambda_b &= 4.45 \text{ W/(mK)}; \lambda = 0.29 \text{ W/(mK)}; r_b = 0.047244 \text{ m}; x_1 = 0 \text{ m}; \\
 y_1 &= 0.023622 \text{ m}; x_2 = 0.023622 \text{ m}; y_2 = 0 \text{ m}; x_3 = 0 \text{ m}; \\
 y_3 &= -0.023622 \text{ m}; x_4 = -0.023622 \text{ m}; y_4 = 0 \text{ m}; \\
 r_{p1} &= r_{p2} = 0.009525 \text{ m}; \beta_1 = \beta_2 = \beta_3 = \beta_4 = 0;
 \end{aligned} \tag{3.16}$$

Les valeurs des β_i sont égales à zéro, car les résistances thermiques des tuyaux et les résistances thermiques de convection entre le fluide caloporeur et le tuyau sont pris en compte séparément dans le circuit de résistance thermique, voir Figure 3-1.

Les résistances thermiques ont été calculées pour les ordres de Multipôle allant de 0 à 9. De plus, à des fins de comparaison, les résistances ont aussi été calculées avec les équations 3.17 à 3.19, qui sont tirées de la solution d'une source de chaleur décentrée à l'intérieur d'un cylindre composite (un cylindre entouré d'une région annulaire qui s'étend jusqu'à l'infini) présenté par Hellström (1991). Ces équations sont équivalent à la méthode Multipôle d'ordre 0. Elles sont seulement valables pour un puits à quatre tuyaux où les tuyaux ont tous le même rayon extérieur et sont disposés tel que :

- Le centre des tuyaux soit à une distance D du centre du puits (D est aussi communément appelé le « Shank Spacing »).
- L'angle formé entre le centre de tuyaux adjacents avec le centre du puits doit être de 90 degrés.

Ces équations sont aussi présentées et utilisées par Eslami Nejad (2011) et Godefroy (2014) pour calculer les résistances internes au puits. Il est aussi utile de noter que, pour un tel arrangement des tuyaux à l'intérieur d'un puits, tous les coefficients R_{bi} sont égaux et seront donc représentés uniquement par R_b .

$$U_{11} = \frac{1}{2\pi k_b} \left[\ln\left(\frac{r_b}{r_p}\right) - \frac{k_b - k}{k_b + k} \ln\left(\frac{r_b^2 - D^2}{r_b^2}\right) \right] \quad 3.17$$

$$U_{12} = \frac{1}{2\pi k_b} \left[\ln\left(\frac{r_b}{\sqrt{2}D}\right) - \frac{k_b - k}{2(k_b + k)} \ln\left(\frac{r_b^4 - D^4}{r_b^4}\right) \right] \quad 3.18$$

$$U_{13} = \frac{1}{2\pi k_b} \left[\ln\left(\frac{r_b}{2D}\right) - \frac{k_b - k}{k_b + k} \ln\left(\frac{r_b^2 - D^2}{r_b^2}\right) \right] \quad 3.19$$

Le Tableau 3-3 contient les valeurs des résistances thermiques calculées à l'aide de la méthode présentée à la section 3.2.1.2 ainsi que calculées avec les équations 3.17 à 3.19. En examinant les valeurs des résistances contenues dans le tableau, il peut être remarqué que les résistances calculées à l'aide des équations 3.17 à 3.19 et celles calculées avec le code numérique pour un ordre de Multipôle de 0 ont des différences négligeables.

Il est important de souligner le fait que les valeurs des résistances calculées convergent après un ordre de Multipôle de 4. Un écart relatif entre les valeurs de résistance pour un ordre de zéro et les valeurs de résistances une fois qu'elles ont convergé est de 19% pour R_b et R_{13} et un écart de 3% pour R_{12} . Un écart de 19% n'est pas négligeable, il est donc recommandé d'utiliser les valeurs des résistances une fois que celles-ci auront convergé en utilisant la méthode Multipôle d'un ordre supérieur à zéro. Dans le cas présent, les valeurs des résistances utilisées sont : $R_b = 0.0693 \text{ W/(mK)}$, $R_{12} = 0.2545 \text{ W/(mK)}$ et $R_{13} = -0.3983 \text{ W/(mK)}$.

Tableau 3-3 : Résistances thermiques internes au puits calculées à l'aide de la méthode Multipôle

	Ordre du Multipôle	R_b	R_{12}	R_{13}
Résistances calculées à l'aide des équations 3.17 à 3.19	0	0.0822	0.2615	-0.3239
Résistances calculées à l'aide du code informatique	0	0.0822	0.2616	-0.3239
	1	0.0693	0.2554	-0.3866
	2	0.0693	0.2548	-0.3989
	3	0.0693	0.2545	-0.3985
	4	0.0693	0.2544	-0.3985
	5	0.0693	0.2545	-0.3983
	6	0.0693	0.2545	-0.3983
	7	0.0693	0.2545	-0.3983
	8	0.0693	0.2545	-0.3983
	9	0.0693	0.2545	-0.3983
Écart relatif entre l'ordre 0 et 9 :		19%	3%	19%

3.2.2 Calcul des capacités thermiques

Deux types de capacités thermiques se trouvent à l'intérieur du réseau thermique. Les premiers types de capacité thermique sont les C_{gg} qui représentent la capacité du coulis. Les deuxièmes types sont les C_{f_i} qui représentent la capacité thermique des fluides caloporteurs.

Chacun des C_{gg} sont situés aux nœuds T_{gi} , ils sont calculés en divisant par quatre l'aire du coulis la section du puits (voir équation 3.20), car chacun des tuyaux se trouvent dans un quadrant. La capacité thermique des tuyaux n'est pas prise en compte. r_b représente le rayon du puits et r_p représente le rayon de la surface externe du tuyau. C_{Vg} est la capacité thermique volumique du coulis.

$$V_{gg} = \frac{\pi(r_b^2 - r_p^2)}{4} \quad 3.20$$

$$C_{gg} = C_{Vg} \cdot V_{gg} \quad 3.21$$

Les valeurs de C_{f_i} sont déterminées directement avec les propriétés thermiques du fluide caloporteur circulant dans le tuyau. Parce que le puits simulé contient deux réseaux indépendants

(représenté par i dans l'équation 3.22), deux types de fluide caloporeur peuvent être utilisés en même temps dans le puits. Les propriétés du fluide sont calculées à l'aide de la température d'entrée de chacun des réseaux indépendants. C_{pf_i} est la capacité thermique massique du fluide caloporeur i .

$$C_{f_i} = \rho_{f_i} C_{pf_i} \pi r_i^2 \quad 3.22$$

Le modèle permet de spécifier si la capacité des fluides caloporeurs doit être prise en compte. Si ce n'est pas le cas, alors leurs capacités sont fixées à zéro.

3.2.3 Résistance thermique des tuyaux

La résistance thermique des tuyaux est définie par :

$$R_p = \frac{\ln(\frac{r_o}{r_i})}{2 \pi L k_p} \quad 3.23$$

Où :

- r_o représente le rayon extérieur du tuyau
- r_i représente le rayon interne du tuyau
- L représente la longueur de l'élément du puits
- k_p représente la conductivité thermique du tuyau

3.2.4 Résistance thermique de convection

Cette résistance est définie par :

$$R_{f_i} = \frac{1}{2 \pi r_i h_i} \quad 3.24$$

$$h_i = \frac{k_f}{D_{p_i}} Nu \quad 3.25$$

Où :

- r_i représente le rayon interne du tuyau
- h_i représente le coefficient de transfert de chaleur pour la convection
- k_f représente la conductivité thermique du fluide
- D_{p_i} représente le diamètre intérieur du tuyau
- Nu représente le nombre de Nusselt
- i indique le réseau pour lequel la résistance est calculée

Le coefficient h_i est considéré comme étant constant sur la totalité du réseau i . Lorsque le régime d'écoulement est laminaire, $Nu = 4.36$ (car il est supposé que, pour un élément de tuyau, une puissance linéique constante est transmise ou extraite du fluide) voir Bergman et al. (2011). Si le régime est transitoire ou turbulent, la relation de Gnielinski (tel que cité par Bergman et al. (2011)) est utilisée.

Lorsque le débit est nul la relation 3.26 est utilisée pour calculer le coefficient h_i . Cette relation est tirée du modèle EWS (Wetter & Huber, 1997).

$$h_i = \frac{k_f}{\frac{D_{p_i}}{2} (1 - \sqrt{0.5})} \quad 3.26$$

Où :

- k_f représente la conductivité thermique du fluide
- D_{p_i} représente le diamètre intérieur du tuyau

3.3 Échange thermique avec le sol

L'échange de chaleur entre la paroi du puits et le sol est calculé de manière indépendante pour chacun des nœuds verticaux du puits. Aucune conduction dans le sol n'est considérée entre ces nœuds. La source cylindrique infinie est utilisée pour calculer cet échange thermique (voir équations 3.28). Pour avoir une meilleure précision sur les résultats de simulation, aucune agrégation des charges n'est effectuée. Si cela avait été nécessaire, le modèle peut effectuer une agrégation des charges selon la méthode de Liu (2005).

$$\Delta T(r, q, t) = T(r, q, t) - T_g = \frac{q}{k_s} G(Fo, p) \quad 3.27$$

Fo est le nombre de Fourier ($Fo = \frac{\alpha_s t}{r_b^2}$), $p = \frac{r}{r_b}$, T_g est la température du sol non perturbée, q est la puissance linéaire que l'élément du puits échange avec le sol et t représente le temps. $G(Fo, p)$ est le facteur de réponse et est défini comme suit (Carslaw & Jaeger, 1959) :

$$G(Fo, p) = \frac{q}{k_s} \int_0^{\infty} \left(e^{\frac{-\beta^2 \alpha_s t}{r^2}} - 1 \right) \frac{J_0(p\beta)Y_1(\beta) - Y_0(p\beta)J_1(\beta)}{\beta^2(J_1^2(\beta) - Y_1^2(\beta))} d\beta \quad 3.28$$

Où J_n et Y_n sont les fonctions de Bessel de première et seconde espèces d'ordre n . Puisque résoudre l'équation 3.22 numériquement est très gourmand en temps de calcul, l'approximation proposée par Cooper (1976) est utilisée pour calculer $G(Fo, p)$ lorsque $p = 1$ (cette valeur de p permet de calculer la température à la paroi du puits) :

Si $Fo < 6.124633$ alors :

$$G(Fo, 1) = \frac{\sqrt{Fo}}{2\pi} \left[C_a + C_0 Fo^{\frac{1}{2}} + C_1 Fo + C_2 Fo^{\frac{3}{2}} + C_3 Fo^2 + C_4 Fo^{\frac{5}{2}} + C_5 Fo^3 \right] \quad 3.29$$

Si $Fo > 6.124633$ alors :

$$G(Fo, 1) = \frac{2z(8Fo(1 + 2Fo) - 1 - 3z) + 16Fo + \pi^2 + 3}{128\pi Fo^2} \quad 3.30$$

Où $z = \ln \left[\frac{4Fo}{e^\gamma} \right]$, et γ est la constante d'Euler (0.5772156649). Les coefficients C_i sont :

$$\begin{aligned} C_a &= 1.128379; C_0 = -0.5; C_1 = 0.2756227; C_2 = -0.1499385; \\ C_3 &= 0.0617932; C_4 = -0.01508767; C_5 = 0.001566857 \end{aligned} \quad 3.31$$

Lors des simulations, la superposition temporelle est utilisée pour calculer la température à la paroi du puits tel que :

$$T_b(t_n) = T(r_b, q_{1 \dots n}, t_n) = \sum_{i=1}^n \Delta T(r, q_i - q_{i-1}, t_n - t_{i-1}) + T_g \quad 3.32$$

À un pas de temps t_n , q_n est calculé en trouvant la solution du réseau thermique en prenant $\bar{T}_b = T_b(t_n)$. Puisque les tuyaux sont les seules sources énergétiques à l'intérieur du puits, alors l'équation 3.33 permet de calculer q_n . Cette équation peut aussi être obtenue avec une réorganisation du système d'équation 3.7.

$$q_n = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 = \frac{T_1 - \bar{T}_b}{R_b} + \frac{T_2 - \bar{T}_b}{R_b} + \frac{T_3 - \bar{T}_b}{R_b} + \frac{T_4 - \bar{T}_b}{R_b} \quad 3.33$$

3.4 Bilan énergétique sur un élément de tuyau

Un bilan énergétique est effectué sur chacun des éléments de tuyaux à chaque pas de temps:

$$\dot{m}C_{p_f}(T_{in,i} - T_{out,i}) - q_i H = \frac{\pi r_i^2 H \rho_f C_{p_f} (T_i - T_i^0)}{\Delta t} \quad 3.34$$

Où l'indice i désigne l'élément de tuyau i , l'indice « 0 » indique une valeur provenant du pas de temps précédent, H est la longueur de l'élément de tuyau, q_i (W/m) est l'échange de chaleur entre le fluide caloporteur et la paroi du tuyau.

Les températures d'entrée et de sortie de l'élément se calculent comme suit :

$$T_{in,i} = T_{i-1} - \frac{q_{i-1} \frac{H}{2}}{\dot{m}C_{p_f}} \quad 3.35$$

$$T_{out,i} = T_i - \frac{q_i \frac{H}{2}}{\dot{m}C_{p_f}} \quad 3.36$$

$$q_i = \frac{T_i - T_{gj_i}}{R_f + R_p} \quad 3.37$$

Il peut être remarqué que les températures d'entrée et de sortie des éléments sont obtenues en faisant l'hypothèse que la température du fluide évolue de façon linéaire entre la moitié et la sortie

de l'élément de tuyau. Cela veut donc dire que pour un seul pas de temps, un élément de fluide ne doit pas se déplacer d'une distance plus grande que la moitié d'un élément de tuyau (cette conclusion n'est pas spécifiée par Godefroy (2014)).

Pour ce qui est des premiers éléments de tuyaux (premier nœud au sommet du puits) où les fluides caloporteurs sont injectés dans le puits, les valeurs de T_{in} sont directement prises des températures données en entrée du modèle. En ce qui a trait aux retours en U du puits (dernier nœud au bas du puits), la température de sortie de l'élément de tuyau où le fluide est descendant est égale à la température d'entrée de l'élément de tuyau où le fluide est ascendant pour le même réseau.

3.5 Résolution des équations

Les équations du modèle forment un système d'équations linéaires et celui-ci est résolu à l'aide de la méthode LU (*Lower Upper*) pour chacun des pas de temps. Pour plus de détail sur la formation des équations, ainsi que la résolution du système, voir Godefroy (2014).

CHAPITRE 4 RÉSULTATS

Ce chapitre présente les résultats expérimentaux ainsi qu'une comparaison avec les résultats obtenus à l'aide du modèle numérique présenté au Chapitre 3. L'objectif étant de déterminer si le modèle numérique est en mesure de prédire correctement le comportement dynamique d'un puits géothermique à quatre tuyaux.

Les principaux résultats expérimentaux, soit les essais #1 et #2 sont d'abord présentés. Ensuite, ces résultats sont comparés aux résultats numériques. Les essais expérimentaux ont été réalisés afin de mettre en évidence la réponse thermique du puits pour de courtes périodes de temps. Deux essais sont présentés dans ce chapitre :

- Essai 1 : Les conditions d'entrées (température et débit) de chacun des deux réseaux sont presque identiques. Ce test est réalisé afin d'imiter les conditions d'entrée d'un puits à quatre tuyaux muni d'un seul circuit d'acheminement du fluide caloporteur.
- Essai 2 : Les températures d'entrées de chacun des réseaux sont différentes (environ 70 °C pour le réseau 1 et 10 °C pour le réseau 2). Les débits des deux réseaux sont semblables. Ce test permet de simuler le transfert thermique transitoire dans un puits géothermique muni de deux circuits indépendants.

Il est à noter que quatre autres essais ont été réalisés. Les résultats de ces essais sont donnés à l'Annexe D.

Dans le but d'améliorer la clarté des figures, l'incertitude expérimentale n'est pas montrée sur la plupart des figures. Pour rappel, les incertitudes sur les différentes mesures sont :

- Thermocouples : ± 0.25 °C
- RTD : ± 0.15 °C (utilisés aux entrées/sorties des deux réseaux)
- Débit : ± 1.7 % (pour les débits utilisés lors des essais 1 et 2, voir Tableau A-8 pour la plage d'incertitude complète)

Pour chacun des essais, neuf figures sont présentées. À l'intérieur de la liste qui suit, « X » représente le numéro de l'essai et « Y » représente le numéro du réseau représenté.

- La figure nommée « Conditions d'entrée et de sortie : Essai X » présente le débit de circulation et les températures d'entrée et de sortie pour chacun des réseaux.
- La figure nommée « Échanges thermiques : Essai X » présente, pour chacun des réseaux, la quantité de chaleur échangée ainsi que la différence de température entrée-sortie. L'incertitude sur l'échange thermique est illustrée à la Figure C-14. La méthode utilisée pour le calculer est présentée à la l'Annexe C.
- La figure nommée « Conditions initiales de température dans le puits géothermique : Essai X » présente la totalité des mesures de températures effectuées sur le puits (zones 1 à 5) moyennée sur une seconde en début de test lorsqu'aucun débit n'est acheminé au puits. Cette figure permet d'évaluer la température initiale du puits.
- La figure nommée « Évolution de la température de l'eau en sortie au début de l'essai : Essai X » présente, pour les deux réseaux, les débits ainsi que les températures de sorties mesurées lors des premiers instants de l'essai. Sur cette figure, il est possible d'évaluer le profil de température initiale de l'eau à l'intérieur du puits. Cela peut être fait en examinant les températures de sortie du fluide sur la plage de temps correspondant au temps de résidence une fois que l'eau est acheminée au puits.
- La figure nommée « Conditions initiales de température dans le bac à sable : Essai X » présente la totalité des mesures de température effectuée à l'intérieur du bac à sable. Cette figure permet de déterminer l'uniformité dans la température du bac à sable lors du début de l'essai.
- Les figures nommées « Températures de l'eau au bas du puits (réseau Y) : Essai X » présentent les températures de l'eau au bas du puits ayant été mesurées par les thermocouples situés dans la zone d'instrumentation 5 soit au bas de chacune des sections verticales du réseau dans la région du virage à 180°. Par souci de clarté, les deux réseaux sont présentés sur deux figures différentes. De plus, la différence de température mesurée au bas de chacune des sections verticales du réseau est également présentée.
- La figure nommée « Températures mesurées dans le plan transversal (zone 3) Essai X » représente la totalité des mesures de température réalisées par les thermocouples sur le plan de mesure situé au milieu de la zone active du puits (zone d'instrumentation 3). Cette figure

indique également le temps où les isothermes ont été générées. Cette figure permet d'observer l'évolution de la température de la céramique à la mi puits.

- Les figures nommées « Températures mesurées dans la zone 3 à $t = Z$ s et isothermes correspondantes : Essai X; où « Z » correspond au temps en seconde écoulé depuis le début de l'essai, présente chacune des températures mesurées par les thermocouples situés à la zone d'instrumentation 3 sur une vue en coupe du puits ainsi que les isothermes de température obtenues à l'aide des mesures de température individuelles. Les isothermes ont été calculées à l'aide d'une méthode d'interpolation cubique 2D en utilisant la classe « `griddata` » disponible dans le sous paquet « `interpolate` » de la librairie « `SciPy` » (Jones et al., 2001).

4.1.1 Essai 1

Ce test est réalisé afin d'imiter les conditions d'entrée d'un puits à quatre tuyaux muni d'un seul circuit d'alimentation. Les conditions nominales de l'essai sont données au Tableau 4-1. Il est à noter que le débit (500 ml/min) est relativement faible ce qui engendre des temps de résidence relativement long (43 s) et une opération en régime laminaire puisque le nombre de Reynolds est égal à environ 1500 pour les deux réseaux. Ce faible débit est utilisé pour maximiser la différence de température entrée/sortie et ainsi minimiser l'incertitude sur la quantité de chaleur échangée dans chaque réseau. Tel que montré dans la Figure 4-1, l'alimentation en eau de chacun des deux réseaux est caractérisée par quatre périodes distinctes. Premièrement, aucun débit n'est alimenté pendant les 91 premières secondes. L'eau est ensuite pompée dans chacun des réseaux pour une courte période de temps (84 s). Finalement, l'alimentation en eau est réactivée pour une période de 4138 s (69 min) après une pause de 90 s. Ce déroulement en quatre temps est la cause de la discontinuité observée en début de test sur la Figure 4-1. Cet essai est réalisé pour reproduire le comportement d'un puits lié à une pompe à chaleur en mode arrêt/départ.

Bien que le but de cet essai est d'obtenir des débits et des températures d'entrée identiques dans les deux réseaux, la Figure 4-1 montre que cet objectif n'est pas parfaitement atteint puisque les débits et les températures d'entrée sont légèrement différents notamment dans la plage de temps s'étendant de 300 à 1500 s. Ces légères différences n'ont pas de conséquence majeure puisque la comparaison avec le modèle numérique sera réalisée en utilisant les débits et températures mesurés dans chaque réseau.

Tableau 4-1 : Conditions nominales de l'essai 1

Réseau		
	#1	#2
Débit [ml/min]	500	500
Temps de résidence [s]	43	43
Température d'entrée [°C]	75	75
Nombre de Reynolds [-]	1500	1500
Durée de l'essai [s]	4419	

La Figure 4-2 montre l'évolution de la différence de température entrée-sortie ainsi que la quantité de chaleur échangée pour chaque réseau. Cette figure montre que la différence de température entrée-sortie est relativement élevée au début du test (jusqu'à 45 °C) puis se stabilise à 2 °C vers la fin du test. De même, l'échange thermique est relativement élevé au début (≈ 1.3 kW) puis diminue jusqu'à environ 0.05 kW en fin de test.

Les conditions initiales de température dans le puits sont montrées à la Figure 4-3. Ces températures représentent les mesures des températures moyennées sur la première seconde de l'essai. La Figure 4-3 montre l'ensemble de toutes les mesures de température à l'intérieur du puits et sur la surface extérieure du puits en fonction de la profondeur répartie sur les cinq zones de mesure. Tel que décrit dans la légende de la figure, chaque zone est constituée d'un nombre de mesures différent. La température mesurée à l'entrée/sortie des quatre tuyaux (zone 1) varie entre 23.5 °C et 23.8 °C alors que la température des quatre autres zones oscille entre 24.3 °C et 24.6 °C. Il y a donc une différence de température sur la hauteur du puits, la zone 1 ayant une température plus basse d'environ 1 °C. Cette différence s'explique par le fait que les points de mesure de température de la zone 1 ne sont situés qu'à 2 cm de la surface et sont, par conséquent, influencés par la température ambiante du laboratoire. Cette différence peut également être observée à la Figure 4-4. Cette figure montre l'évolution de la température de sortie des deux réseaux lors des 140 premières secondes de l'essai. D'abord, lors des 91 premières secondes, le débit est nul et les deux températures de sortie correspondent aux températures présentées à la Figure 4-3 pour la zone 1. Ensuite, pour $t > 91$ secondes, un débit nominal de 500 ml/min est pompé dans chaque réseau et la température de l'eau en sortie augmente jusqu'à atteindre un plateau à environ 24.5 °C. Ainsi l'eau se trouvant dans les zones 2 à 5 (voir Figure 4-3) se retrouve en sortie lors qu'il y a un débit. Il est intéressant de noter qu'une fois que l'eau a fait un passage complet de l'entrée à la sortie d'un réseau (soit

entre 91 et 134 secondes – temps de résidence de 43 secondes), la température diminue car c'est maintenant le fluide se trouvant initialement à l'entrée dans la zone 1 qui se retrouve à la sortie.

En revanche, la Figure 4-5 montre que l'uniformité de la température dans le bac à sable est excellente avec des différences de l'ordre de 0.1 à 0.2 °C. Cette uniformité est le résultat d'une période de non-utilisation du bac d'environ deux mois avant le début du test.

En observant la Figure 4-6 et la Figure 4-7, représentant les mesures de températures de l'eau au bas du puits (dans le virage à 180 °), il peut être remarqué que, pour chacun des réseaux, il existe une différence entre la température à la sortie du puits descendant (T_1 sur la figure) et à l'entrée du puits ascendant (T_2 sur la figure). La température T_1 est toujours plus élevée que la température T_2 ce qui semble indiquer qu'il y a une perte de chaleur dans le bloc constituant le virage à 180°. Ainsi lors des ≈ 300 premières secondes de l'essai, une différence de 1 à 5 °C peut être observée. Cette différence diminue et atteint une valeur inférieure à 1 °C lorsque le test passe la barre des 300 secondes.

En résumé, bien que toutes les précautions aient été prises pour assurer des mesures de qualité, les conditions initiales de l'essai ne sont pas optimums. Ainsi, la température initiale du puits n'est pas uniforme sur toute la hauteur et il semble exister une perte de chaleur non-négligeable dans la portion des virages à 180° dans le bas du puits. Ces deux inconvénients compliqueront les comparaisons avec les résultats issus du modèle numérique.

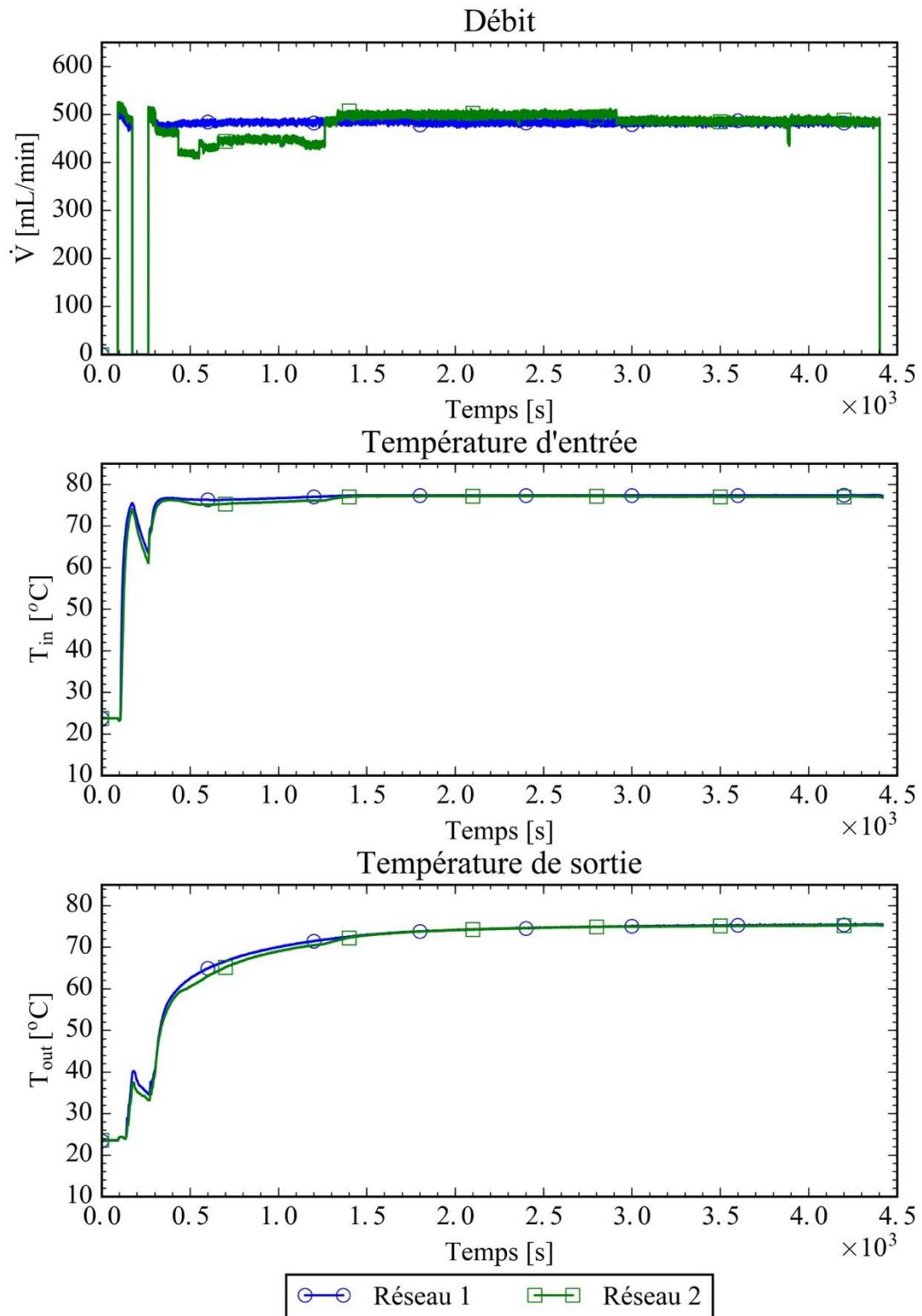


Figure 4-1 : Conditions d'entrée et de sortie : Essai 1

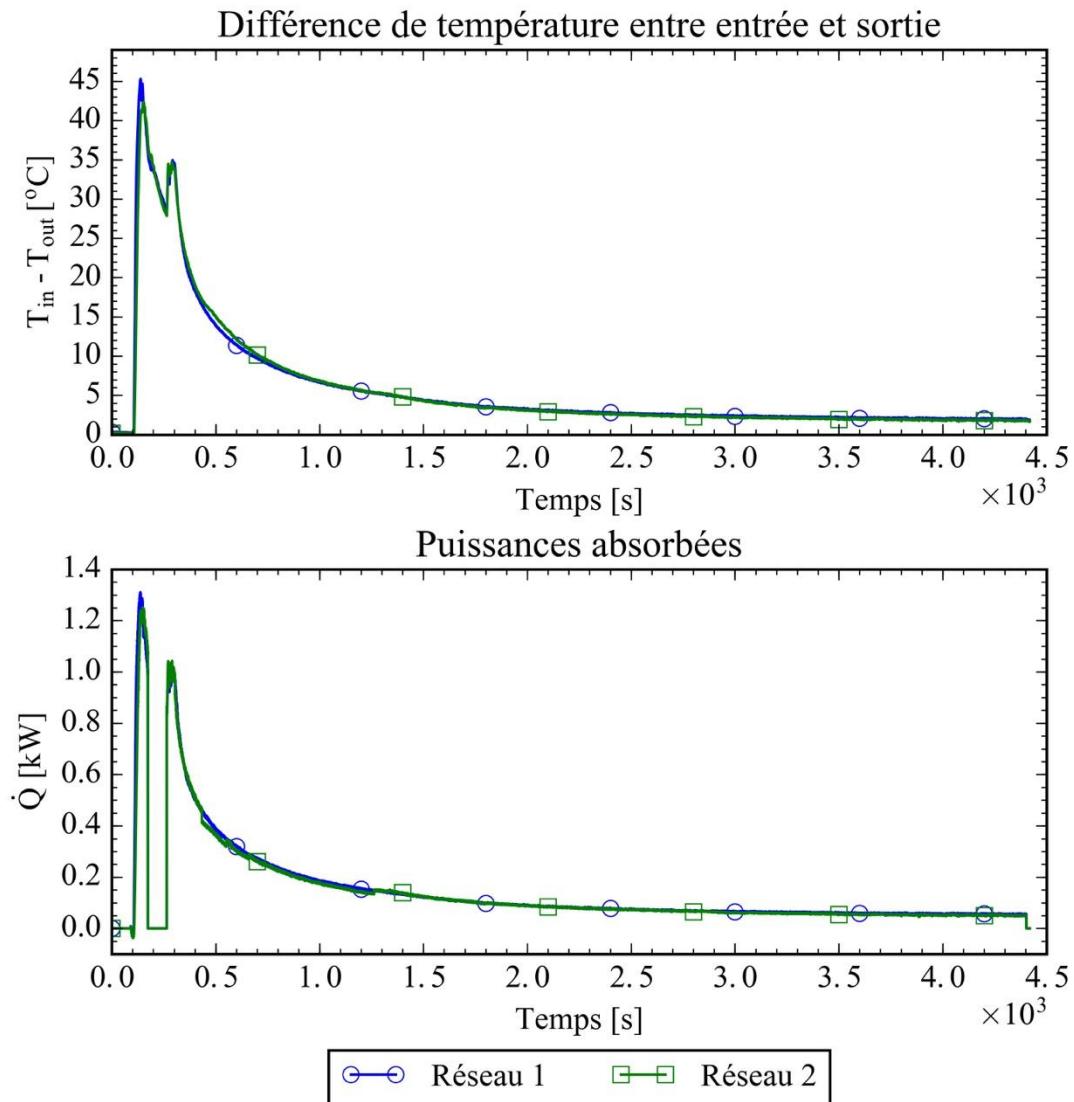


Figure 4-2 : Échanges thermiques : Essai 1

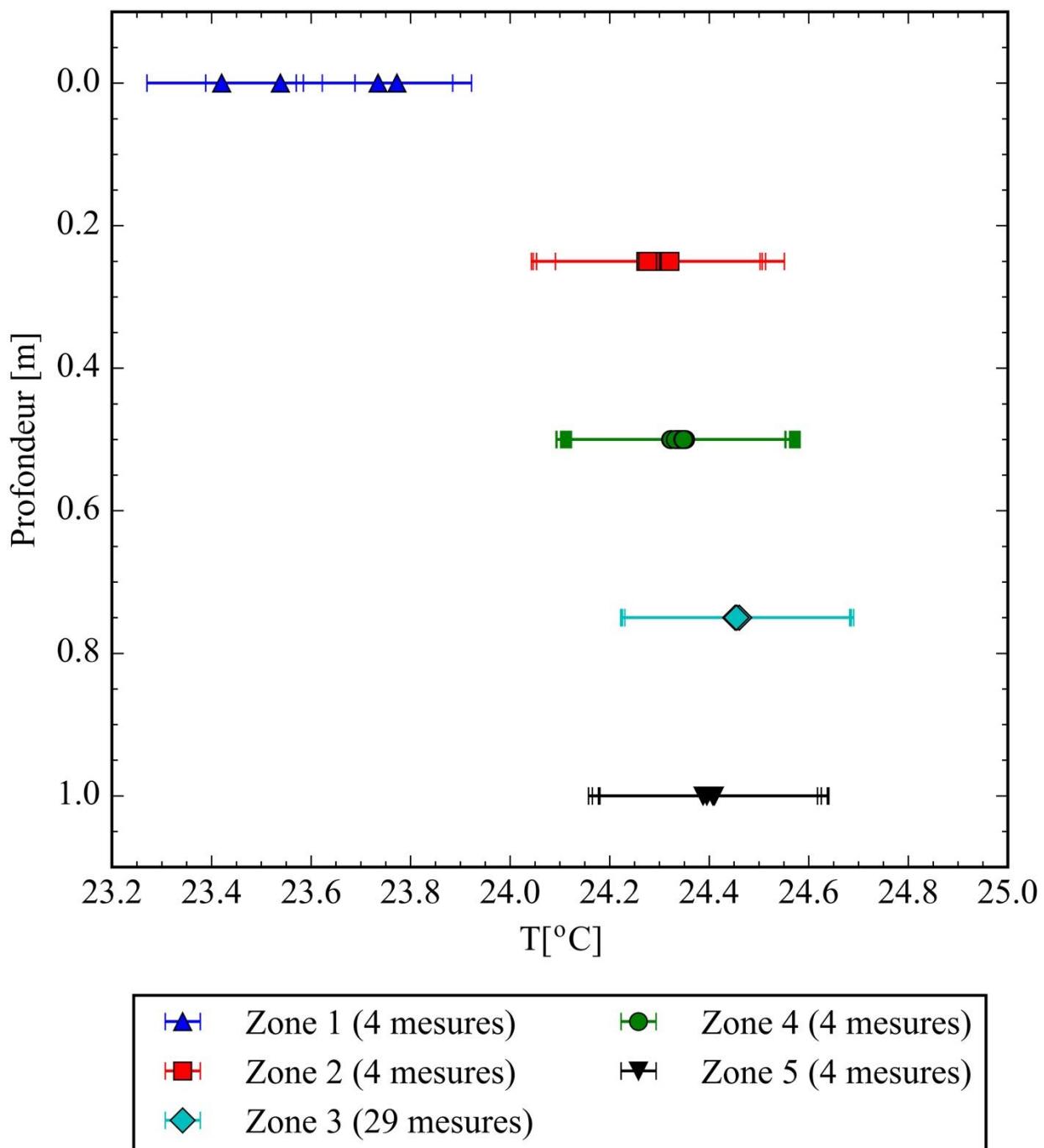


Figure 4-3 : Conditions initiales de température dans le puits géothermique : Essai 1

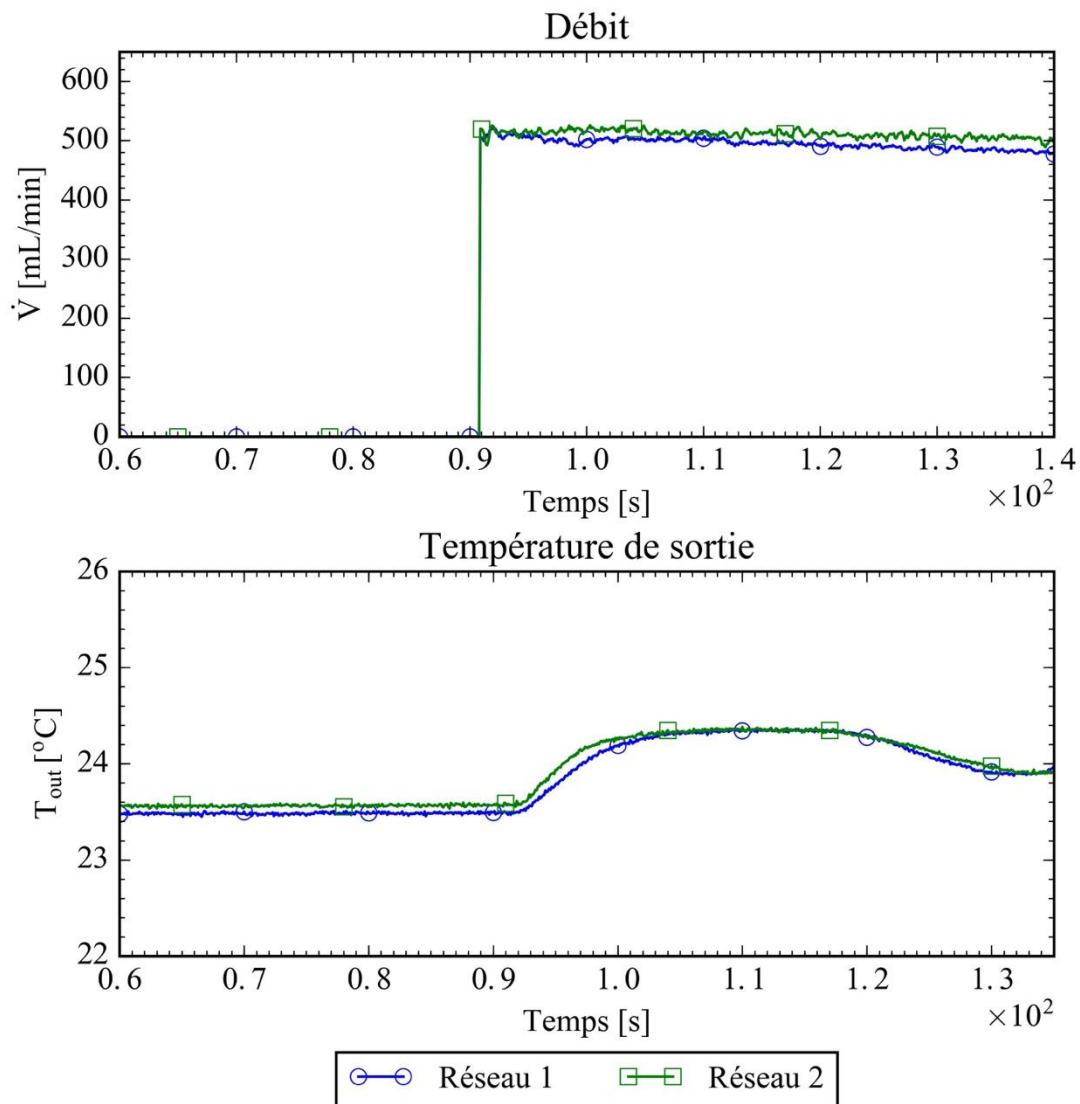


Figure 4-4 : Évolution de la température de l'eau en sortie au début de l'essai : Essai 1

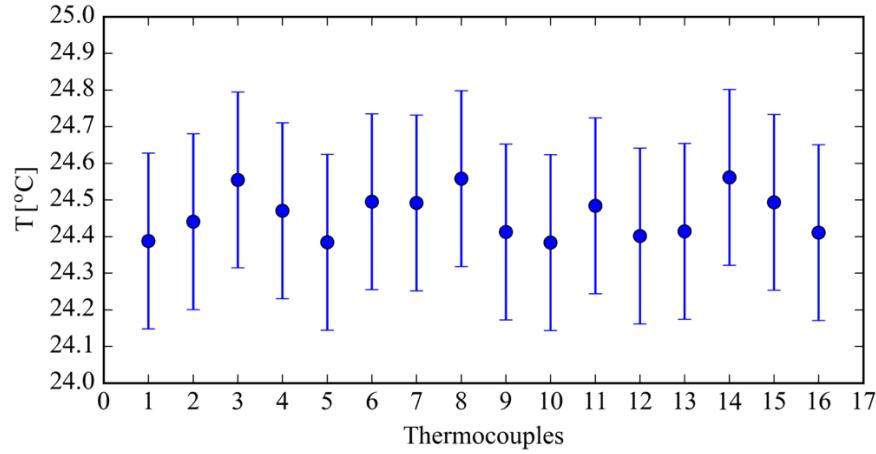


Figure 4-5 : Conditions initiales de température dans le bac à sable : Essai 1

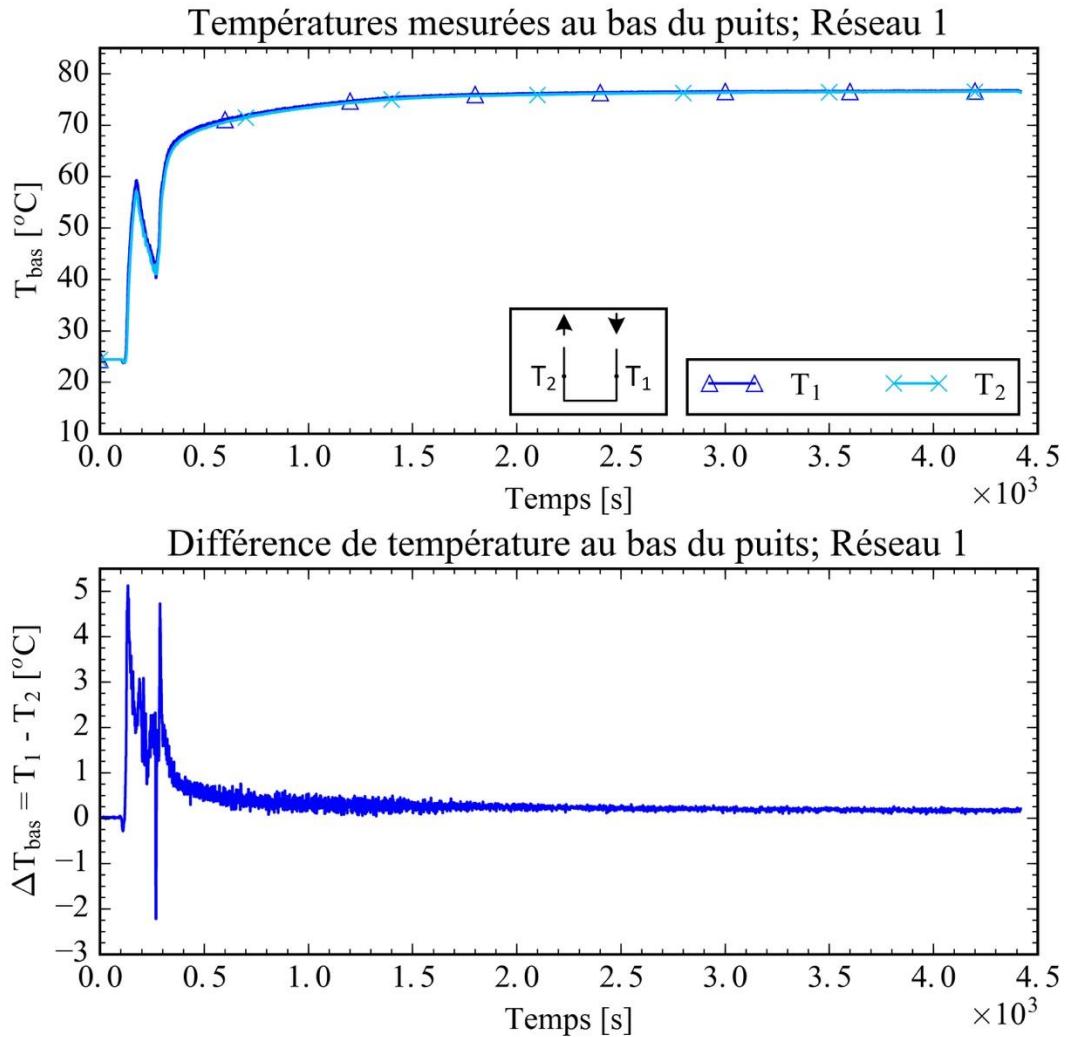


Figure 4-6 : Températures de l'eau au bas du puits (réseau 1) : Essai 1

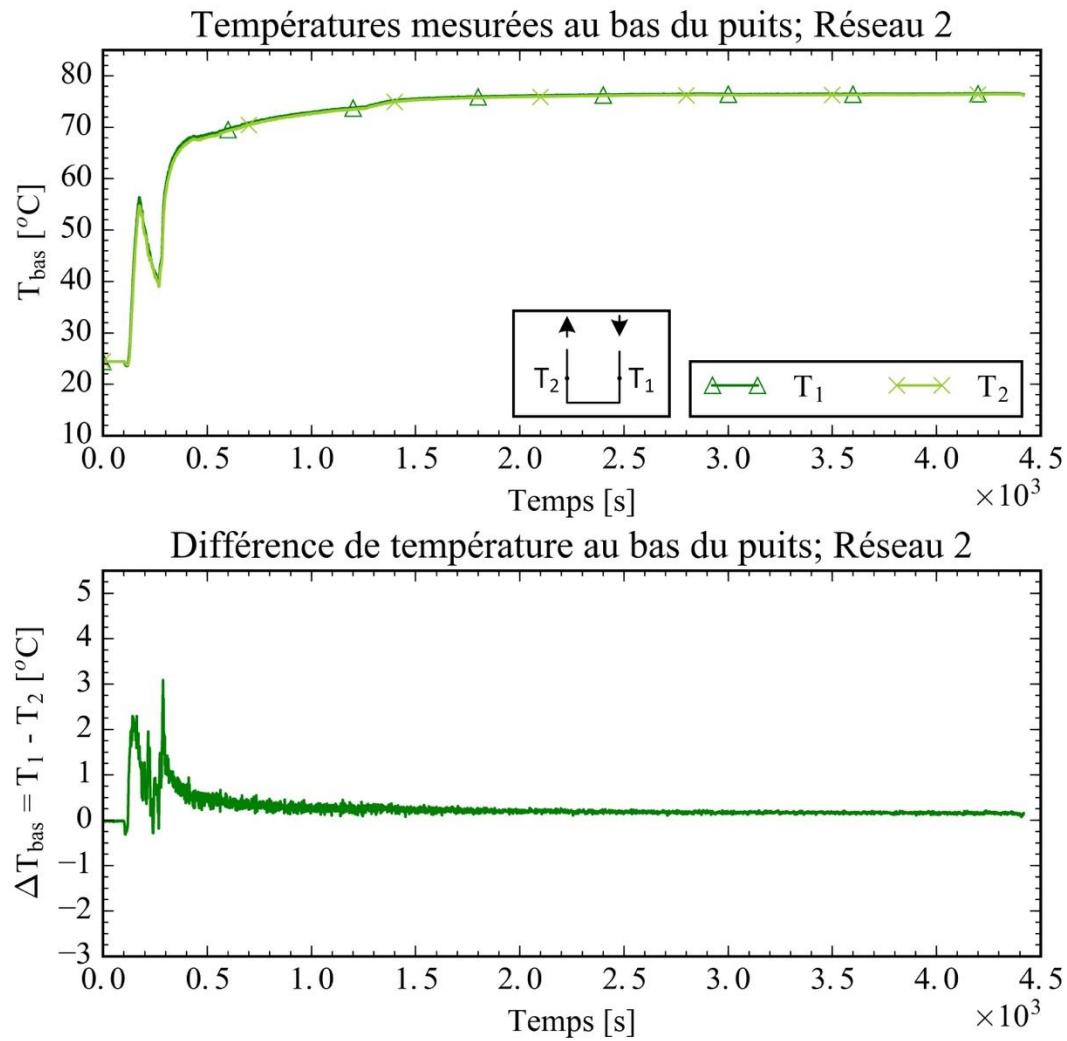


Figure 4-7 : Températures de l'eau au bas du puits (réseau 2) : Essai 1

La Figure 4-8 montre l'évolution des températures mesurées dans la zone 3, soit dans la coupe radiale à la mi-hauteur du puits. Deux périodes sont mises en évidence à l'aide de cette figure. La période entre le début de l'essai et un temps approximatif de 2250 s se distingue par une évolution rapide des températures. Le caractère exponentiel de cette évolution est caractéristique d'un transfert thermique transitoire. Dans la deuxième période pour $t > 2250$ s, les températures évoluent de manière plus graduelle pour atteindre ce qui a l'apparence d'un plateau. Cependant, la température continue d'augmenter mais à un faible rythme. Puisque le transfert thermique n'atteint jamais vraiment le régime permanent dans cette région, elle sera qualifiée de quasi-permanente tel que mentionné sur la figure. Trois lignes pointillées sur la Figure 4-8 indiquent les moments correspondants aux isothermes de la coupe transversale de la zone 3 présentées aux Figure 4-9 à Figure 4-11. Il est à noter que l'échelle de température (24 à 72 °C) est la même sur les Figure 4-9 à Figure 4-11.

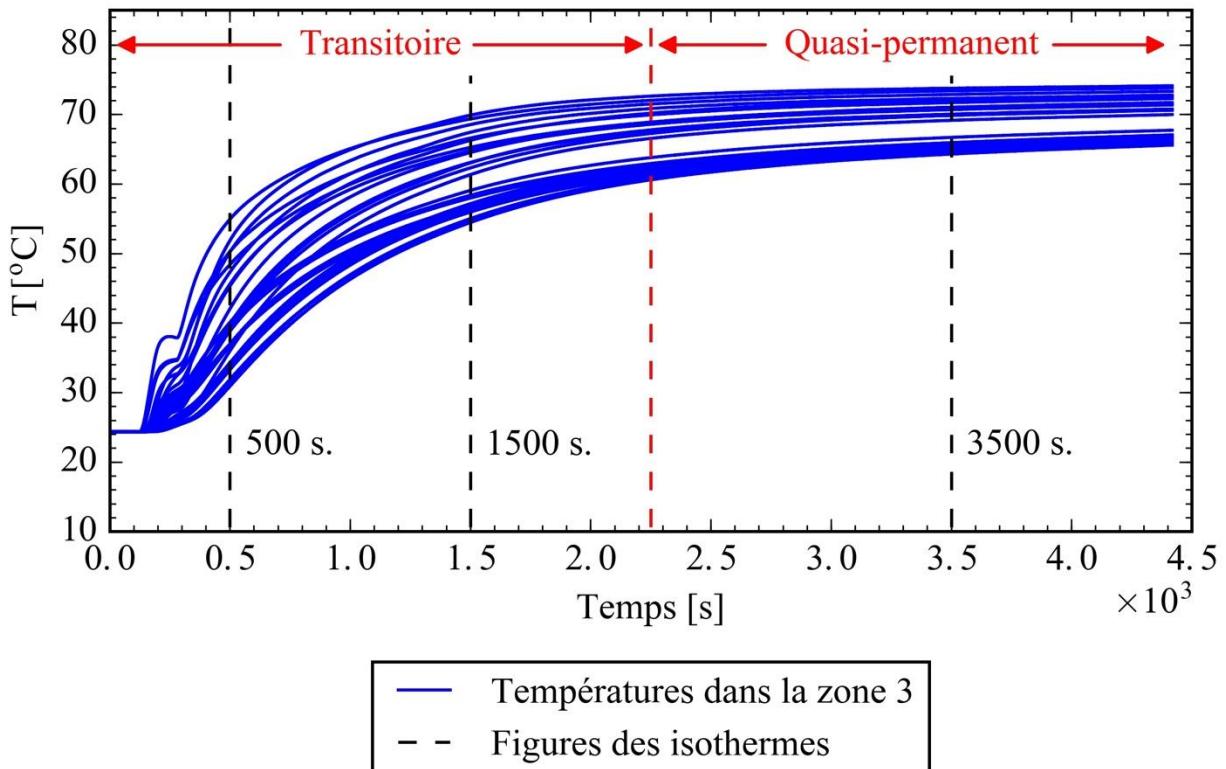


Figure 4-8 : Températures mesurées dans le plan transversal (zone 3) : Essai 1

Sur la Figure 4-9, à $t = 500$ s, le transfert de chaleur est nettement asymétrique : les températures au voisinage des tuyaux « In 1 » et « In 2 » sont plus élevées que près des tuyaux « Out 1 » et « Out 2 ». De plus, les températures mesurées à la paroi du puits sur la circonférence sont très différentes avec un écart de plus de 9.18 °C entre les températures maximum et minimum (40.06 et 30.88 °C). Finalement, la température maximale (54.89 °C) mesurée se situe entre les tuyaux « In 1 » et « In 2 ».

Tel que montré à la Figure 4-10, les températures tendent à s'uniformiser 1000 secondes plus tard. Ainsi, l'écart entre les températures minimums et maximums mesurées sur la circonférence est réduit à 4.6 °C (54.46 et 59.06 °C). La température maximale mesuré (69.87 °C) se trouve maintenant au centre du puits.

L'uniformisation des températures se poursuit à $t = 3500$ s. Ainsi, l'écart entre les températures minimums et maximums mesurées sur la circonférence est réduit à 2.39 °C (64.29 et 66.68 °C). La température maximale (73.74 °C) est mesurée au centre du puits. Cette température est proche de la température d'entrée des deux réseaux (≈ 75 °C).

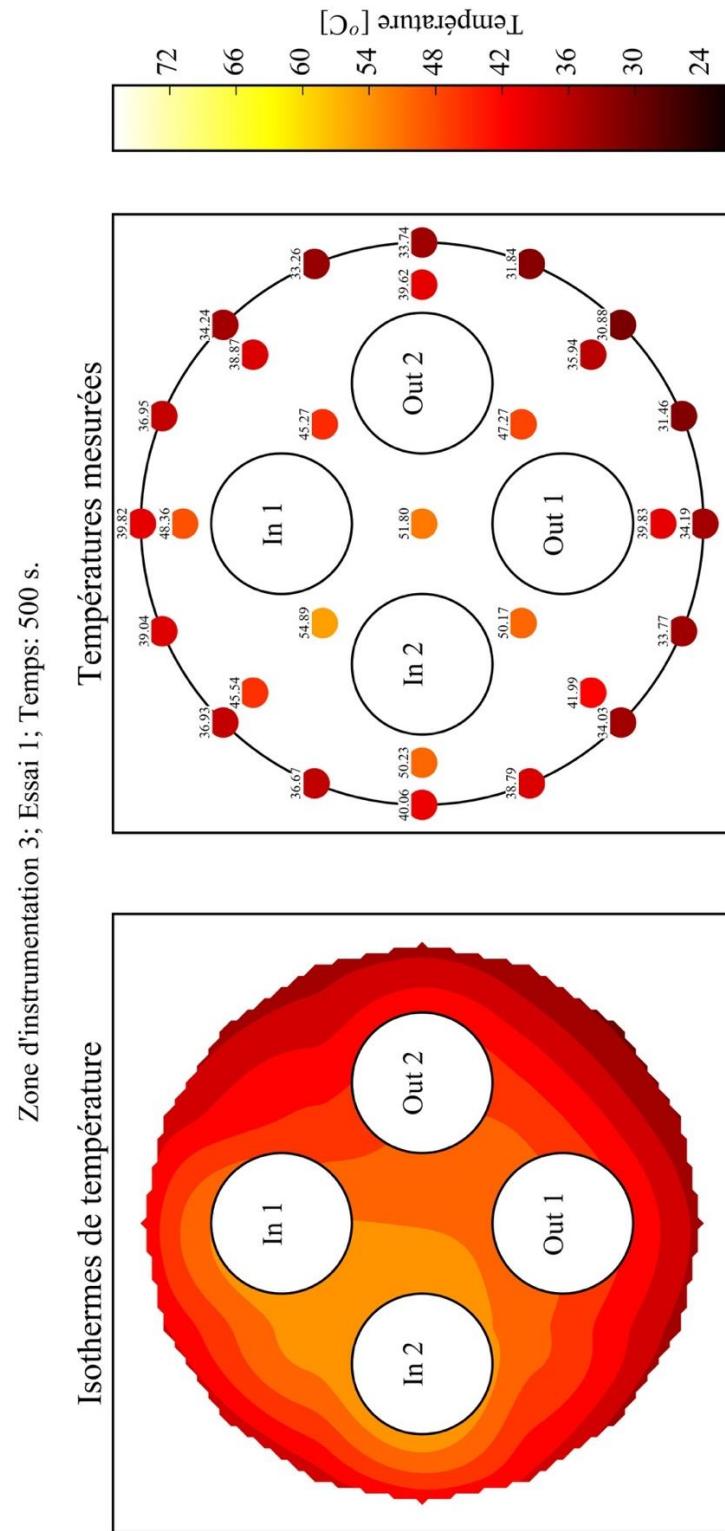


Figure 4-9 : Températures mesurées dans la zone 3 à $t = 500$ s et isothermes correspondantes : Essai 1

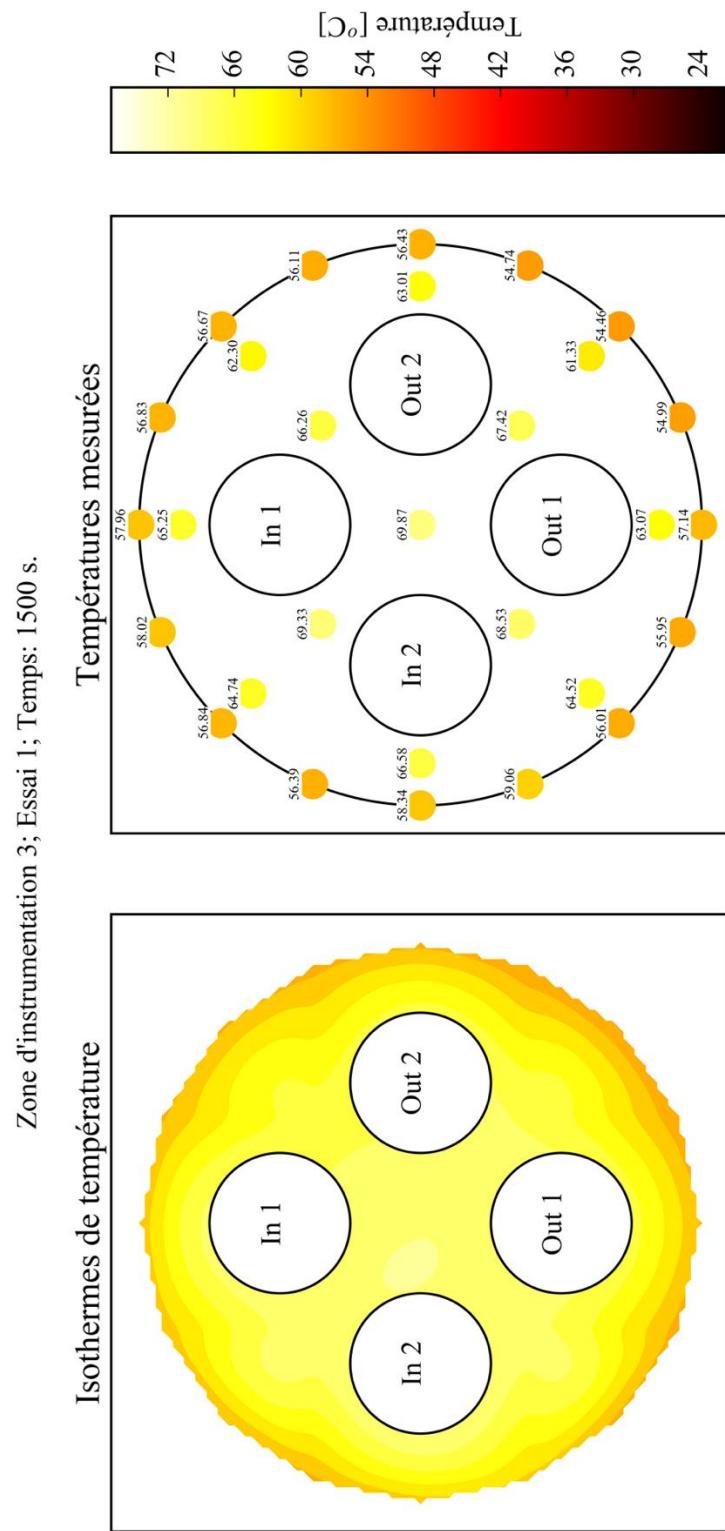


Figure 4-10 : Températures mesurées dans la zone 3 à $t = 1500$ s et isothermes correspondantes : Essai 1

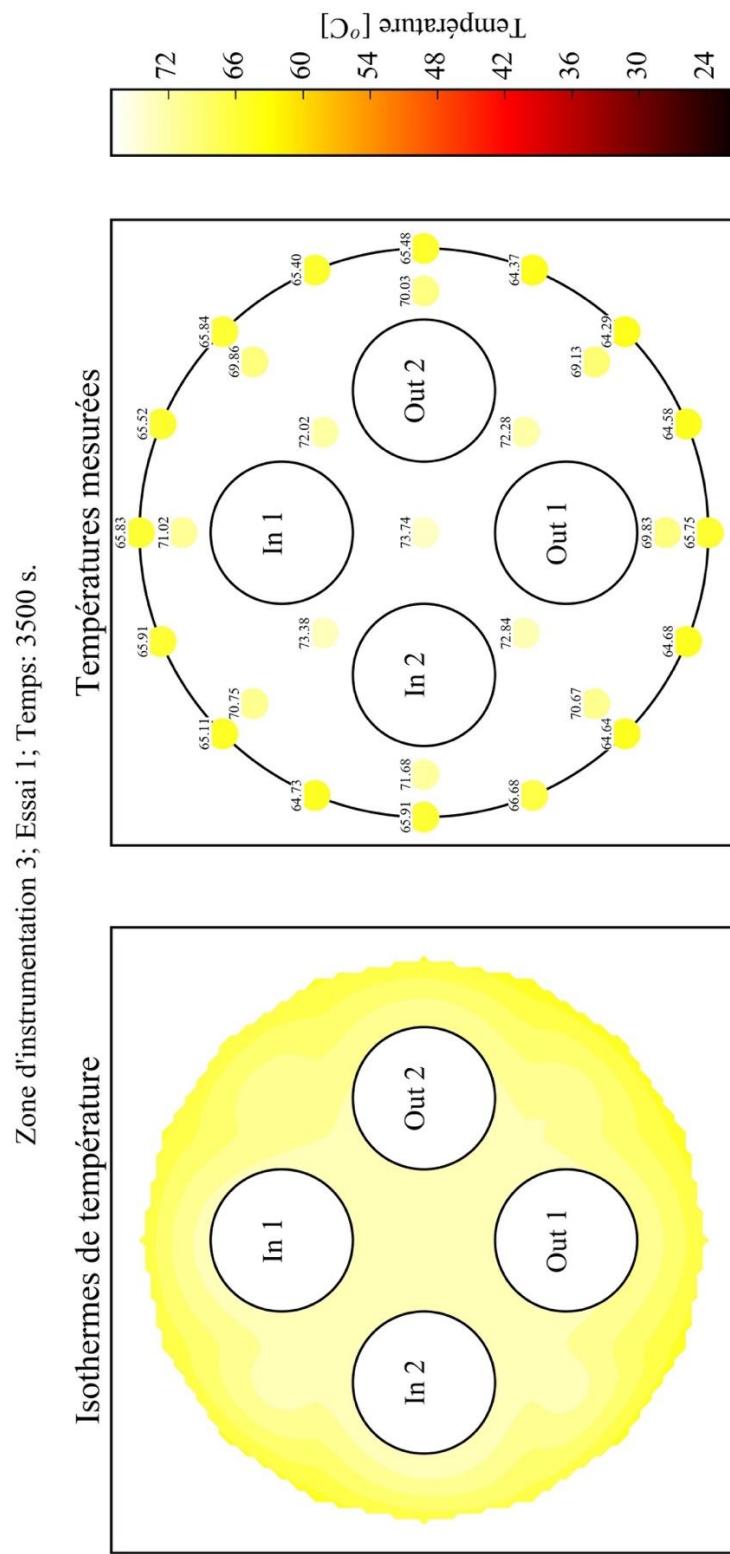


Figure 4-11 : Températures mesurées dans la zone 3 à $t = 3500$ s et isothermes correspondantes : Essai 1

4.1.2 Essai 2

Cet essai, d'une durée de 8087 s (135 min), a été réalisé afin de simuler le transfert thermique transitoire dans un puits géothermique muni de deux circuits indépendants. Le Tableau 4-2 présente les conditions nominales de cet essai. Un débit nominal de 500 ml/min est acheminé dans chacun des réseaux, ce qui équivaut à un temps de résidence de 43 s. Les températures d'entrée nominales sont de 70 °C et de 11 °C pour les réseaux 1 et 2, respectivement. Avec ces conditions d'entrées, le type d'écoulement dans les deux réseaux est laminaire. Le nombre de Reynolds est de 1500 et 550 pour les réseaux 1 et 2, respectivement. Tel qu'il est montré à la Figure 4-12, une seule injection d'eau a été faite durant cet essai. Du bruit peut être observé sur les températures de sortie du réseau 2 ($t > 3000$ s). La cause de ce bruit n'a pu être identifiée de manière certaine. Une cause probable serait la présence de bulles d'air dans le réseau 2.

Tableau 4-2 : Conditions nominales de l'essai 2

	Réseau	
	#1	#2
Débit [ml/min]	500	500
Temps de résidence [s]	43	43
Température d'entrée [°C]	70	11
Nombre de Reynolds [-]	1500	550
Durée de l'essai [s]	8087	

Sur la Figure 4-13, il peut être observé que la différence de température entre l'entrée et la sortie du réseau 1 atteint un maximum d'environ 39 °C pour ensuite diminuer et se stabiliser à 11 °C. En ce qui concerne le réseau 2, la différence de température atteint un minimum local à -7 °C en début de test. Ensuite, la différence de température se stabilise à -9 °C une fois que le test atteint une durée de 1000 secondes et reste stable pour le reste de l'essai. Sur la même figure, les puissances absorbées peuvent être observées. Pour le réseau 1, la puissance absorbée atteint un maximum à 1.15 kW et diminue rapidement pour se stabiliser à une puissance d'environ 0.3 kW. La puissance observée pour le réseau 2 atteint une valeur minimale de -0.3 kW à 1000 secondes après le début de l'essai. Cette valeur est stable pour le reste de l'essai. En fin de test, la différence de température entre l'entrée et la sortie du puits a une valeur avoisinant 15 °C et 10 °C pour les réseaux 1 et 2, respectivement.

Les mesures de température à l'intérieur du puits ainsi que sur la paroi du puits moyennées sur la première seconde de l'essai sont montrées à la Figure 4-14. Ces mesures sont identifiées en fonction de leur profondeur (positionnement axial par rapport au puits) et selon la zone d'instrumentation à laquelle les mesures appartiennent. Il peut être remarqué que les températures mesurées à la zone 1 (entrée/sortie) du puits indiquent des températures allant de 22.0 à 22.2 °C. Les autres températures mesurées oscillent entre 22.2 à 22.6 °C. Le profil de température initial du fluide à l'intérieur du puits peut aussi être observé à la Figure 4-15. Cette figure montre l'évolution des températures de sortie mesurée lors des 120 premières secondes de l'essai. Lors des 57 premières secondes aucun débit n'est acheminé au puits. Comme il a été expliqué à l'essai 1, le profil de température du fluide se trouvant initialement à l'intérieur du puits peut être observé en examinant les températures de sorties sur une durée correspondant au temps de résidence du fluide. En partant de la sortie du puits jusqu'à l'entrée de celui-ci, la température initiale de l'eau est de 22 °C pour ensuite monter jusqu'à 22.25 °C pour finalement descendre graduellement jusqu'à 22 °C.

La Figure 4-16 montre les températures mesurées dans le bac à sable moyennées sur la première seconde de l'essai 2. Ces températures varient de 22.35 à 22.55 °C. Bien que le montage expérimental ait au repos pour une durée de vingt et un jours avant le début de l'essai 2, la température initiale à l'intérieur du bac à sable est légèrement supérieure (de 0.2 à 0.5 °C) à la température initiale du puits.

La Figure 4-17 et la Figure 4-18 représentent les températures de l'eau au bas du puits (avant et après le virage à 180°) pour les réseaux 1 et 2, respectivement. Comme expliqué à l'essai 1, les valeurs de T_1 et T_2 représentent, respectivement, la température en amont et en aval du virage à 180° au bas du puits. Pour le réseau 1 et pour $t < 400$ s, la différence entre T_1 et T_2 atteint une valeur maximale de 5 °C puis elle baisse rapidement vers une valeur de 1 °C à $t = 400$ s. Pour $t > 400$ s, cette différence oscille entre 0 et 1 °C. En ce qui a trait au réseau 2, lorsque l'eau commence à être injectée, la différence de température a une valeur de -1 °C et puis baisse à -3 °C pour $t = 2000$ s. La différence entre les températures mesurées au bas du puits est stable à -3 °C pour $t > 2000$ s. Beaucoup de bruit dans les mesures peut être observé lors de cette période. La cause de ce bruit n'a pas été identifiée de manière certaine mais deux causes probables sont avancées. Ainsi, il se pourrait qu'il y ait des bulles d'air dans le circuit d'eau ou que les mélangeurs ne soient pas efficaces.

Comme pour l'essai 1, les conditions initiales de l'essai 2 ne sont pas optimums. La température de l'eau se trouvant initialement dans le puits n'est pas constante sur la longueur de celui-ci. De plus, une légère différence de température existe entre les mesures de température effectuées initialement sur le puits et à l'intérieur du bac à sable. Une différence de température entre les mesures au bas du puits dans le virage à 180 ° est présente sur la totalité de l'essai. Sur le réseau 2, cette différence de -3 °C n'est pas négligeable et devra être investiguée plus en détail dans de futurs travaux. La comparaison de ces résultats avec les résultats du modèle numérique doit être examinée en fonction de ces observations.

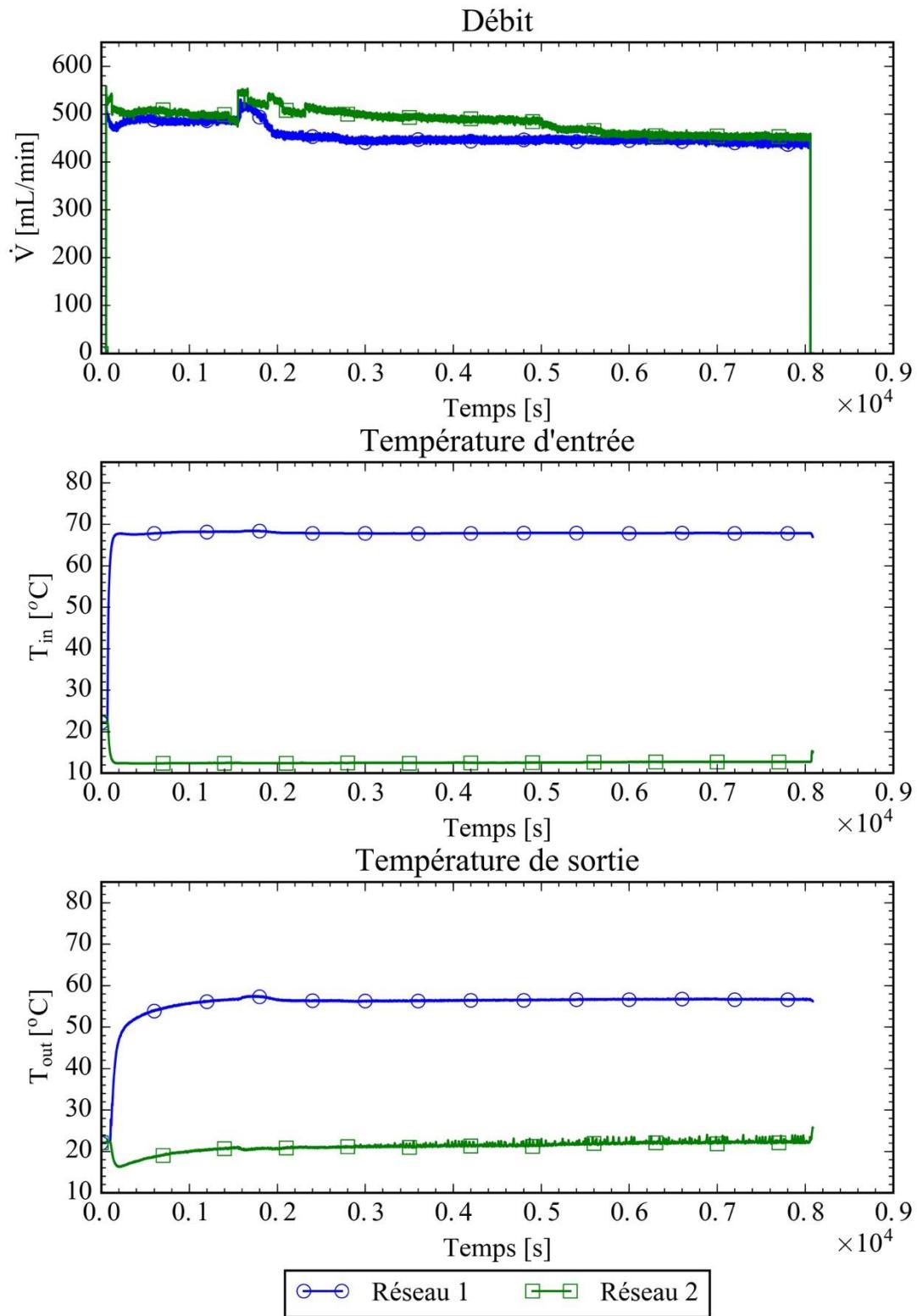


Figure 4-12 : Conditions d'entrée et de sortie : Essai 2

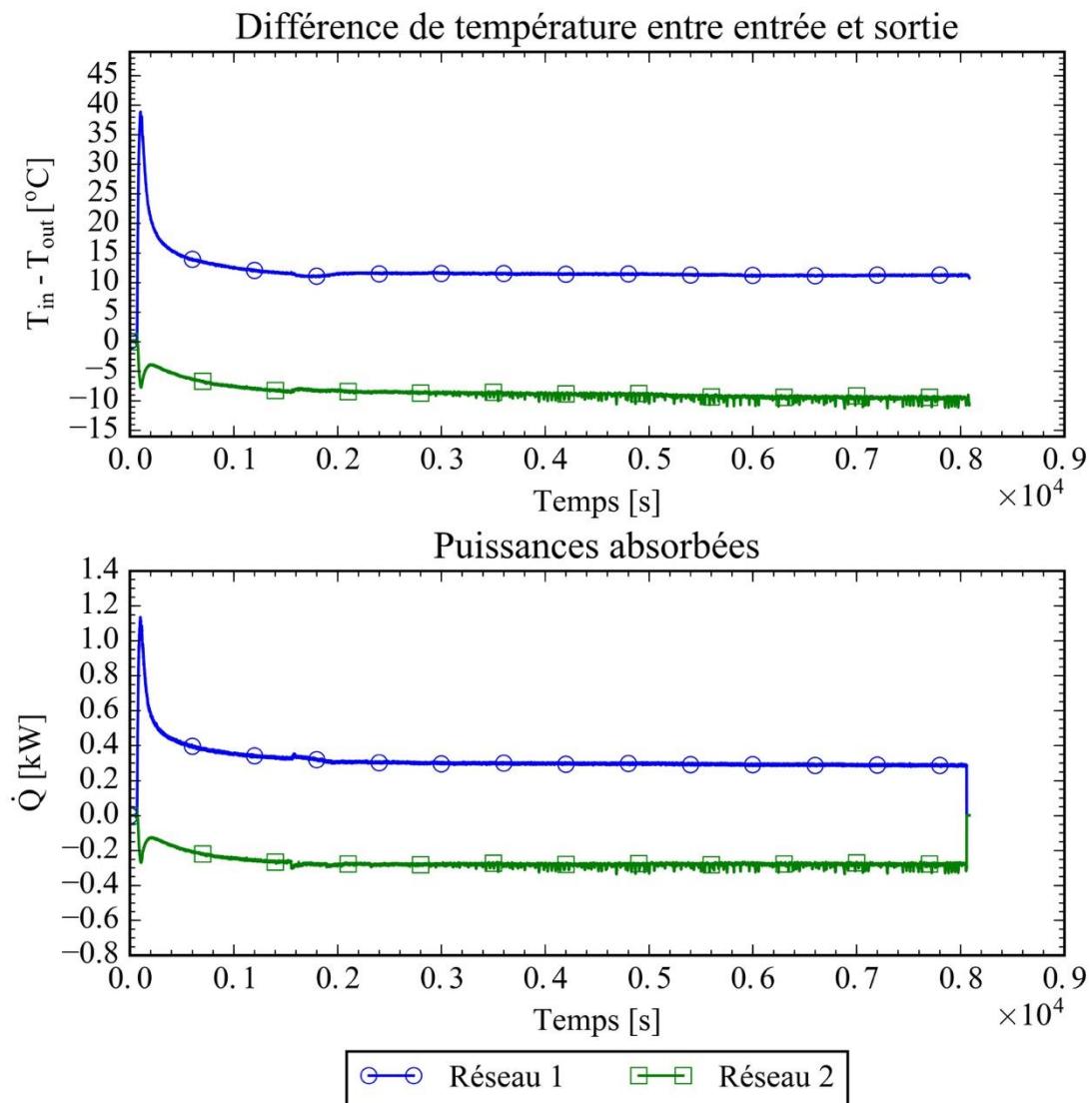


Figure 4-13 : Échanges thermiques : Essai 2

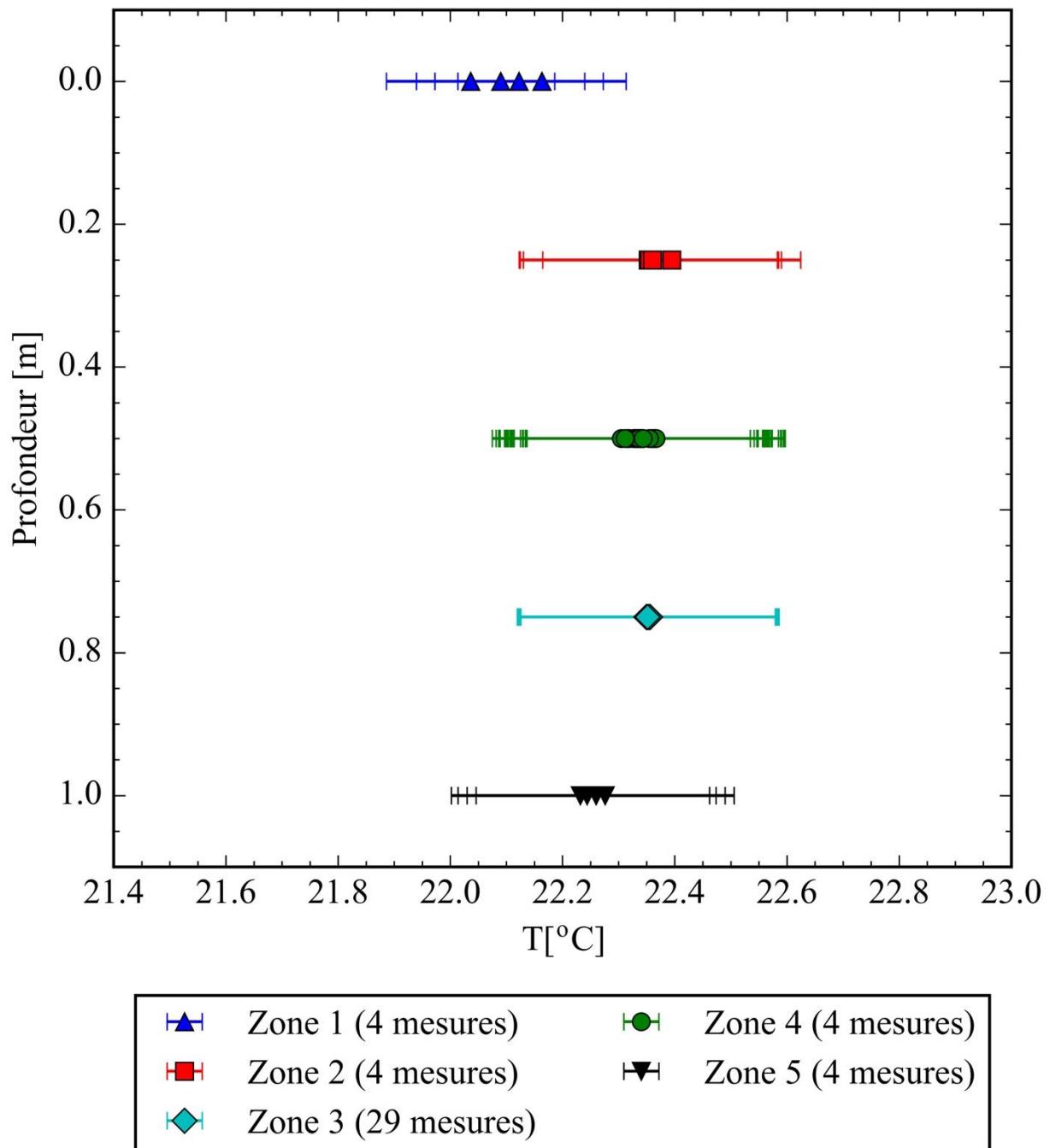


Figure 4-14 : Conditions initiales de température dans le puits géothermique : Essai 2

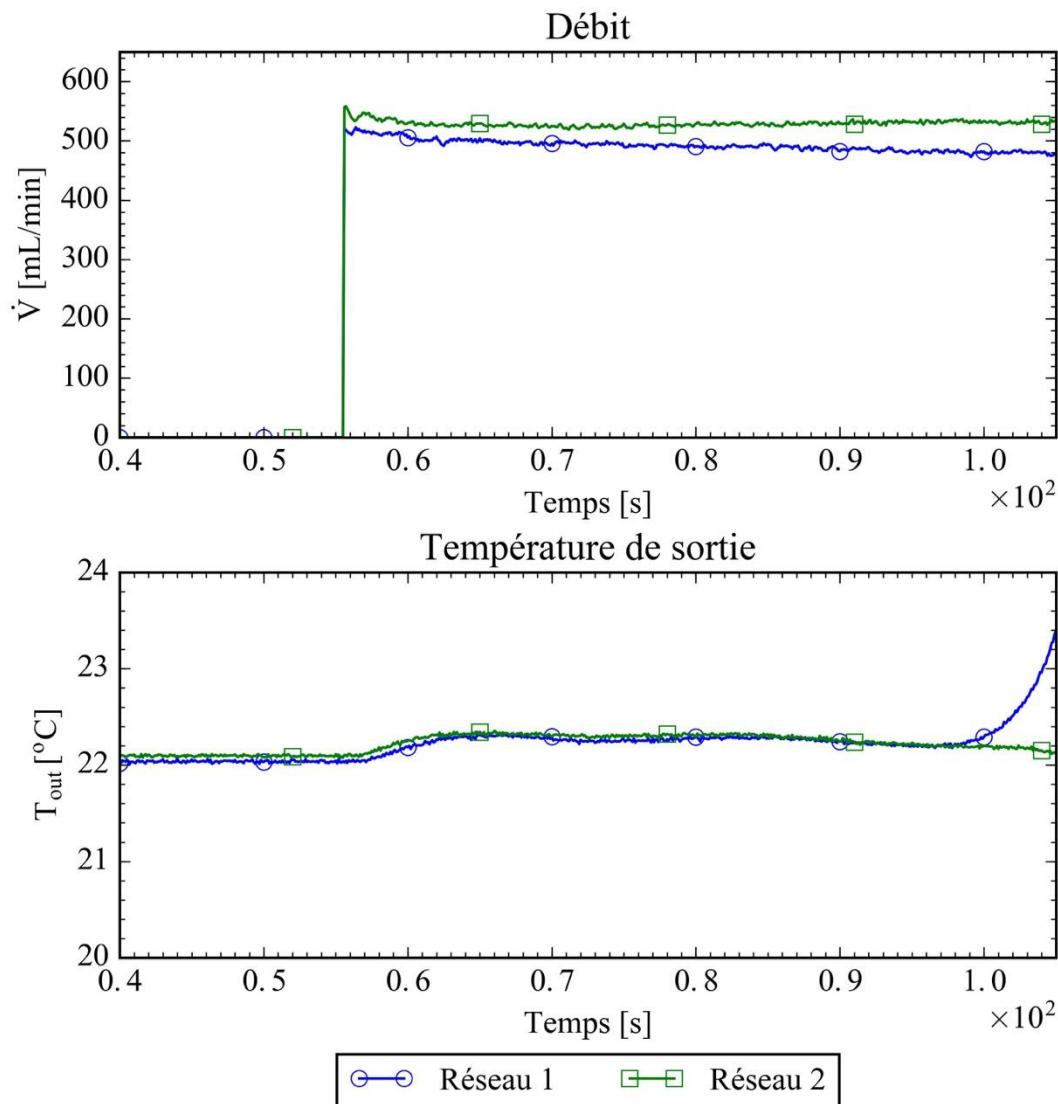


Figure 4-15 : Évolution de la température de l'eau en sortie au début de l'essai : Essai 2

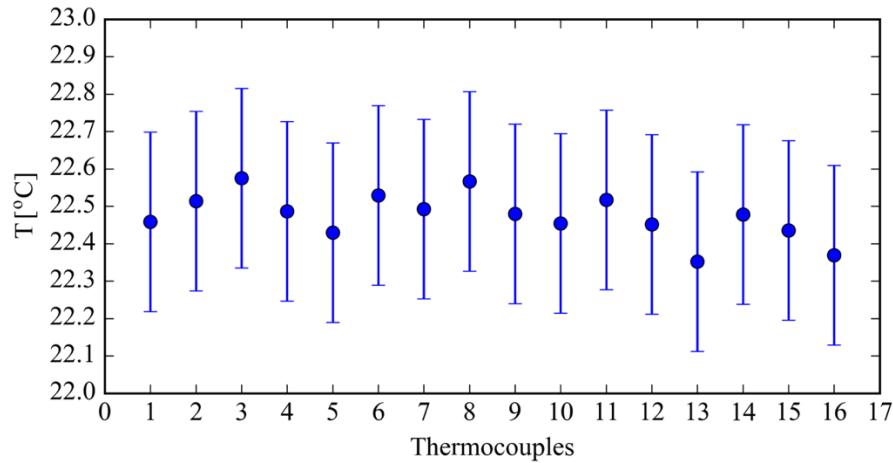


Figure 4-16 : Conditions initiales de température dans le bac à sable : Essai 2

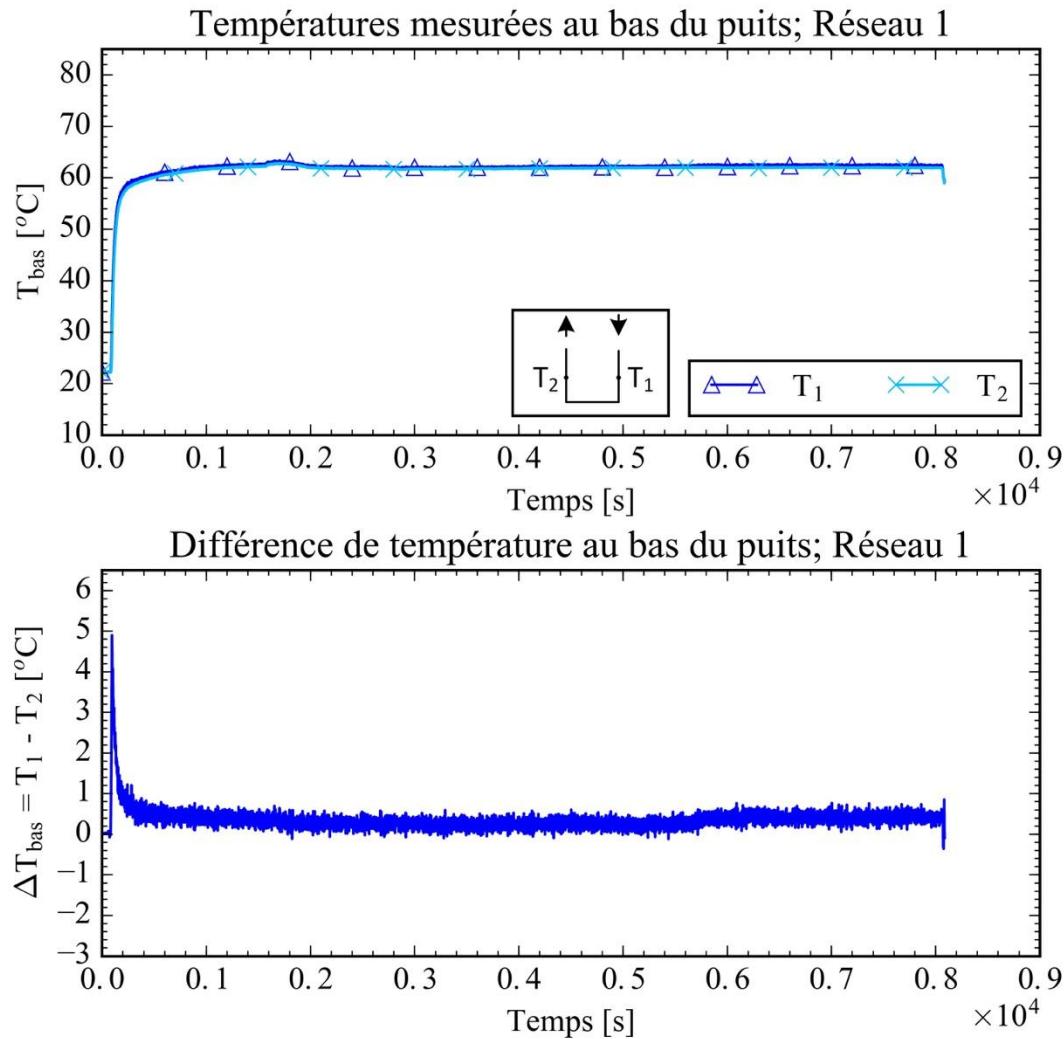


Figure 4-17 : Températures de l'eau au bas du puits (réseau 1) : Essai 2

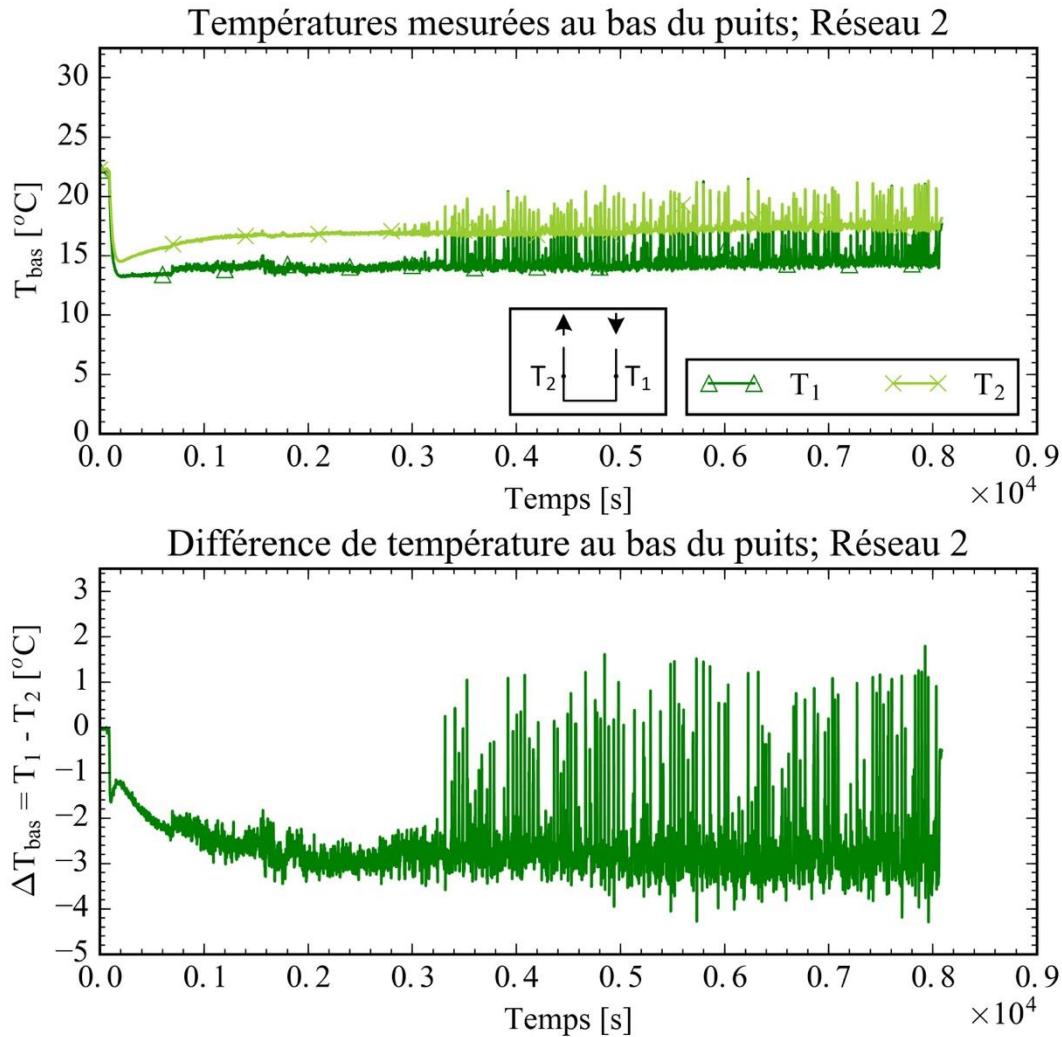


Figure 4-18 : Températures de l'eau au bas du puits (réseau 2) : Essai 2

La Figure 4-19 permet de visualiser les températures mesurées par les thermocouples situés à la zone 3. Il peut être remarqué que les températures évoluent rapidement pour les premières 2500 secondes de l'essai. Comme pour l'essai 1, cette section s'apparente à un transfert thermique en régime transitoire. Le reste de l'essai s'apparente à un régime quasi-permanent puisque les températures mesurées augmentent lentement vers un plateau.

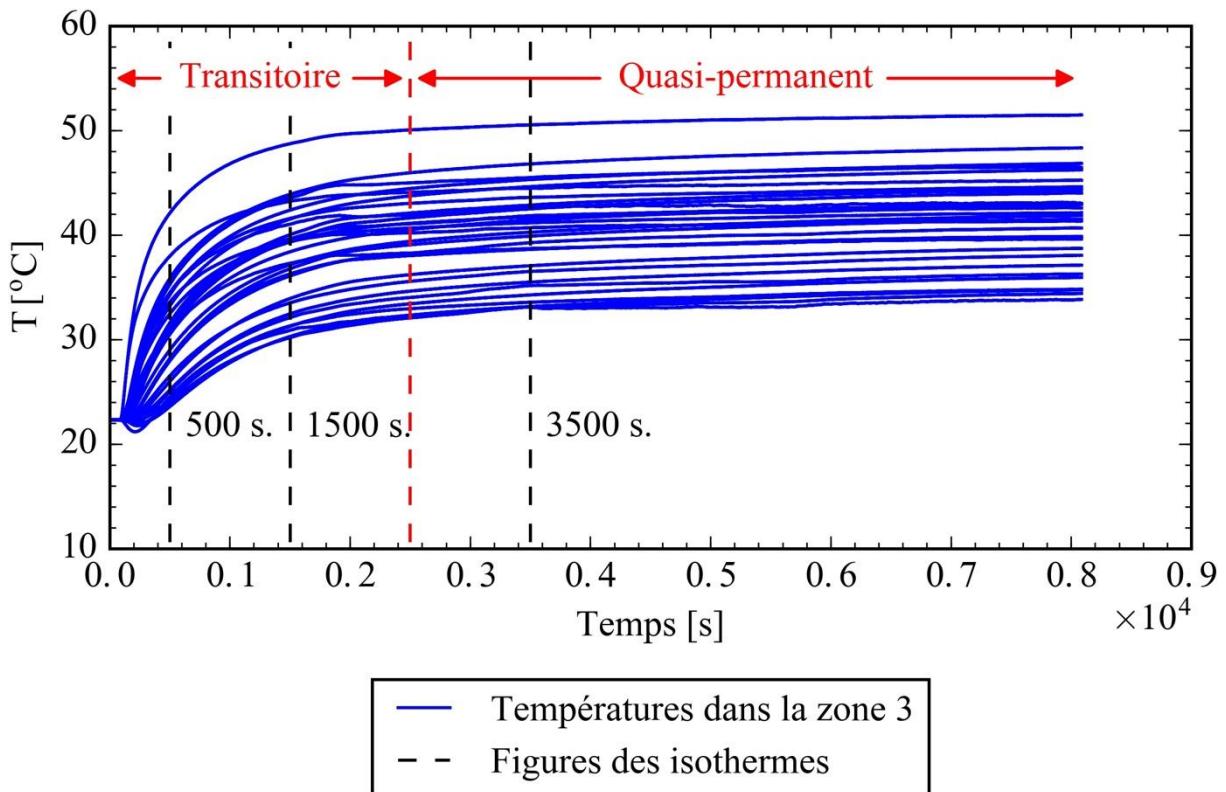


Figure 4-19 : Températures mesurées dans le plan transversal (zone 3) : Essai 2

Pour être en mesure de visualiser la distribution de température à l'intérieur du puits sur ces deux plages de température, les figures présentant les isothermes (Figure 4-20 à Figure 4-22) ont été générées lorsque le test atteint 500, 1500 et 3000 secondes (ces moments sont indiqués sur la Figure 4-19).

Sur la Figure 4-20, à $t = 500$ s, la distribution des températures mesurées est telle que les températures les plus chaudes sont au voisinage des tuyaux du réseau 1 et les plus froides à proximité des tuyaux du réseau 2. La température la plus chaude mesurée est située entre la paroi du puits et le tuyau « In 1 » et sa valeur est de 42.06 °C. La température la plus froide mesurée est de 24.21 °C et est localisée entre la paroi du puits et le tuyau « Out 2 ». Sur la paroi du puits, les températures maximale et minimale mesurées sont respectivement de 35.82 et 23.58 °C. Ces deux températures sont situées à proximité de « In 1 » pour la température la plus élevée et à proximité de « Out 2 » pour la moins élevée.

Sur la Figure 4-21, à $t = 1500$ s, les températures mesurées suivent la même tendance qu'à la Figure 4-20. Ainsi, la température maximale mesurée (48.74 °C) est située entre la paroi et le tuyau « In

1 ». La température minimale mesurée (30.18°C) est située entre sur la paroi vis-à-vis le tuyau « In 2 ». Les températures maximale et minimale mesurées sur la paroi du puits sont respectivement de 43.90 et 30.18°C .

Sur la Figure 4-22, à $t = 3500$ s, la distribution de température suit la même tendance que les figures présentées pour $t = 500$ s et 1500 s. Les températures minimale et maximale mesurées sont respectivement 33.10 et 50.55°C . Elles sont situées entre la paroi du puits et les tuyaux « In 2 » (température minimale) et « In 1 » (température maximale). Pour ce qui est de la température minimale, trois températures mesurées à proximité des tuyaux du réseau 2 (sur la paroi du puits ainsi qu'entre la paroi et le tuyau « In 2 ») sont très semblables, la différence entre ces températures étant de 0.04°C .

Les Figure 4-20 à Figure 4-22 montrent qu'il y a des différences de température relativement grandes à l'intérieur du puits à mi-hauteur. Cela est principalement dû au grand écart ($\approx 60^{\circ}\text{C}$) entre les températures d'entrée des deux réseaux. Ces grands écarts de température à l'intérieur du puits mènent à un transfert de chaleur inter-réseau non-négligeable. Cette complexité additionnelle, qui n'est pas présente pour l'essai 1, permet de vérifier l'échange thermique inter-réseau du modèle numérique.

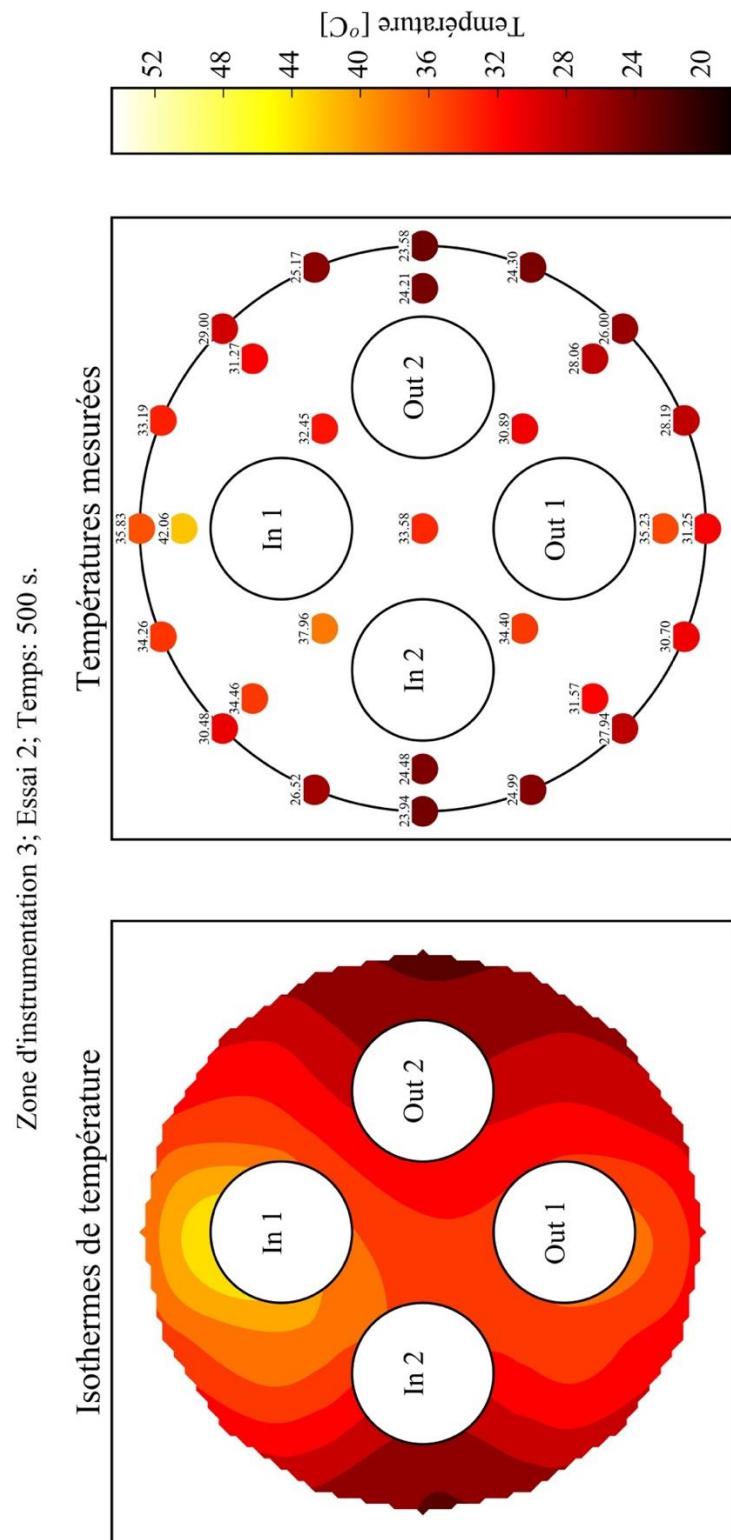


Figure 4-20 : Températures mesurées dans la zone 3 à $t = 500$ s et isothermes correspondantes :
Essai 2

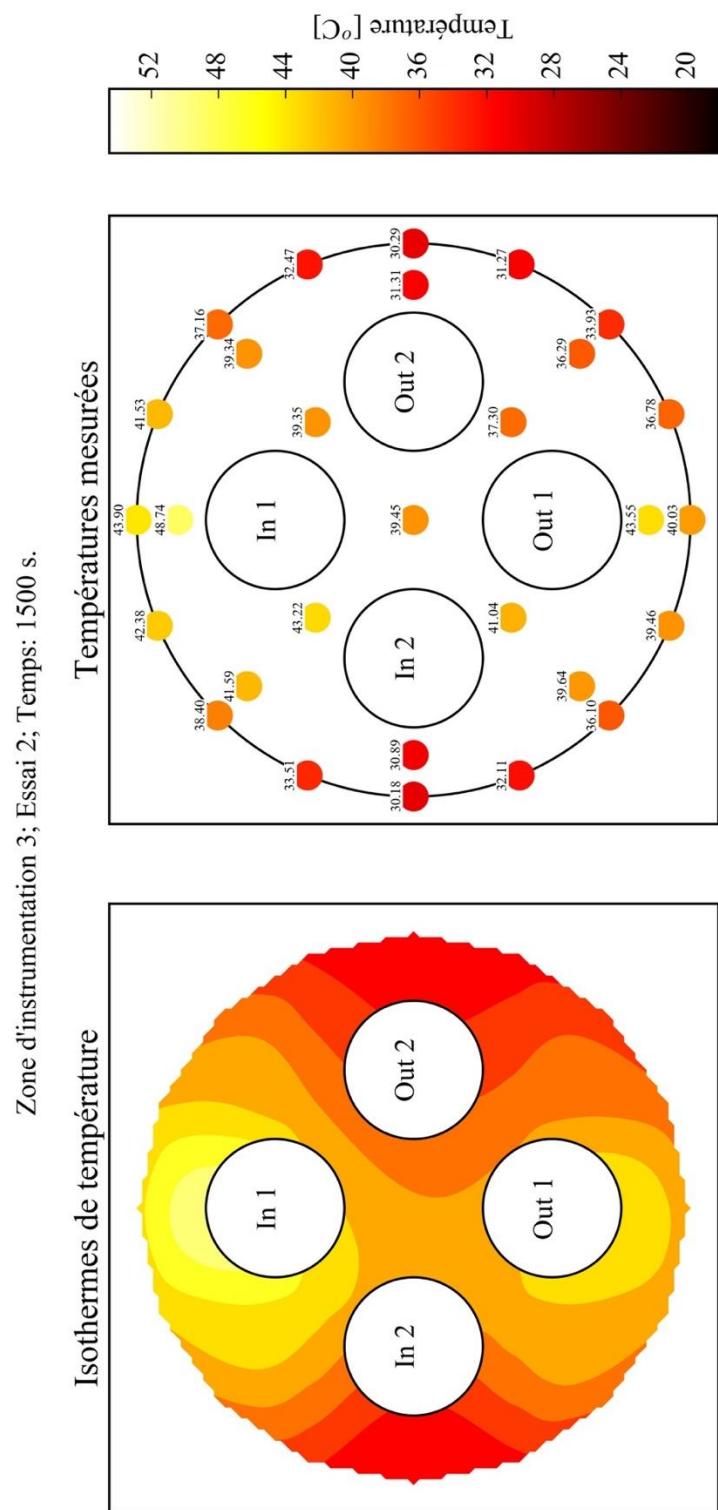


Figure 4-21 : Températures mesurées dans la zone 3 à $t = 1500$ s et isothermes correspondantes :
Essai 2

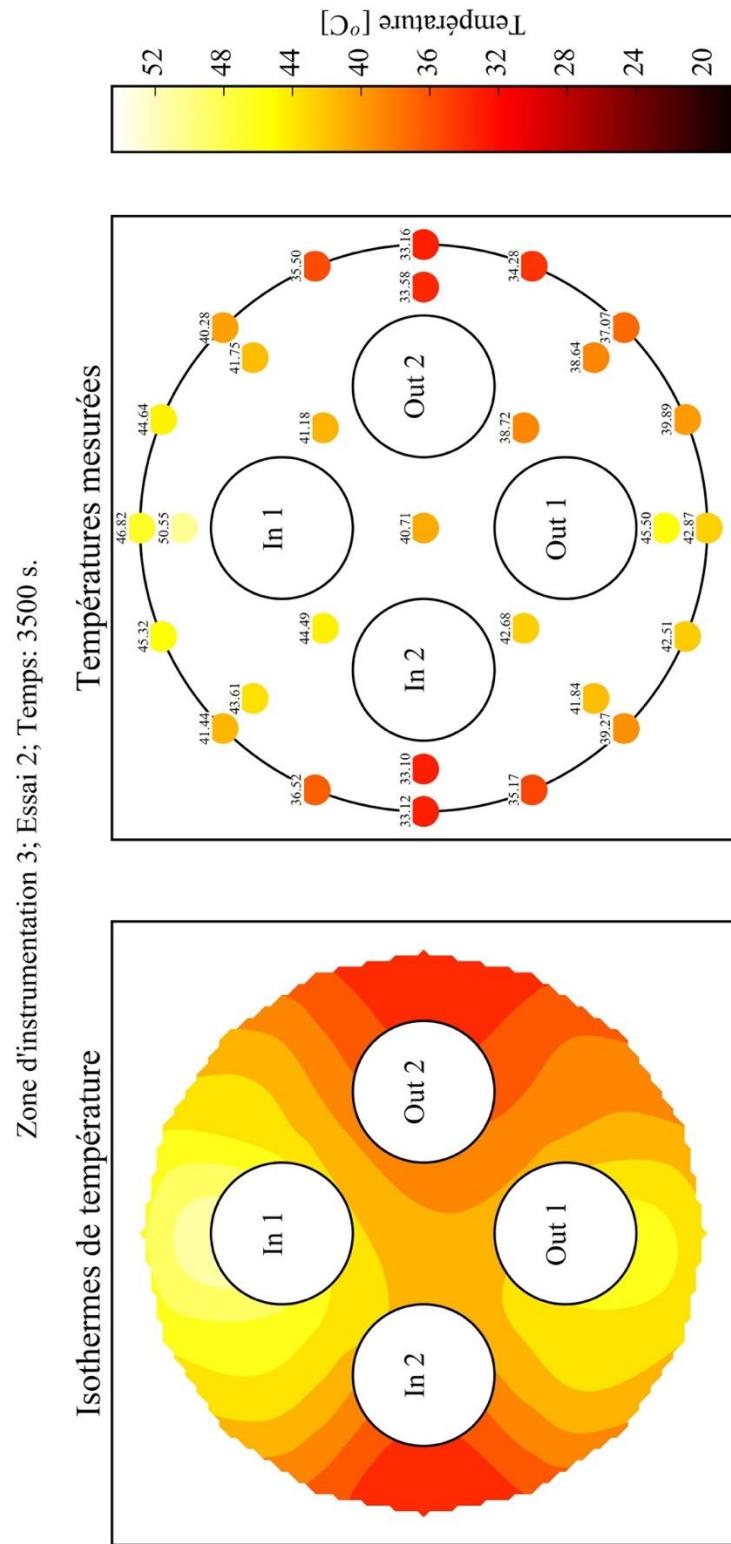


Figure 4-22 : Températures mesurées dans la zone 3 à $t = 3500$ s et isothermes correspondantes :
Essai 2

4.2 Comparaison entre résultats numériques et expérimentaux

Cette section présente une comparaison entre les résultats obtenus numériquement et ceux obtenus expérimentalement. Les températures de sortie ainsi que l'échange thermique dans chacun des réseaux sont utilisés pour cette comparaison.

En premier lieu, les paramètres de simulation sont présentés. Ensuite, les résultats expérimentaux des essais 1 et 2 sont comparés aux résultats numériques. Quelques variations sont apportées au modèle numérique pour tenter d'expliquer les différences observées. Finalement, un résumé fait le bilan de la comparaison numérique-expérimentale.

4.2.1 Paramètres de simulation

Les conditions d'entrée (température et débit dans chacun des réseaux) des deux essais présentés dans la section précédente ont été soumises au modèle numérique. De plus, les propriétés thermiques utilisées pour le sol et le puits, présentées au chapitre 2, sont les suivantes :

- Conductivité thermique du sol : 0.29 W/m-K
- Capacité thermique du sol : 1996 kJ/m³-K
- Conductivité thermique du coulis (céramique) : 4.45 W/m-K
- Capacité thermique du coulis (céramique) : 2500 kJ/m³-K

Pour chacune des simulations :

- Le pas de temps utilisé est d'une seconde.
- La température initiale du sol est déterminée avec les températures mesurées par les thermocouples se trouvant sur le pourtour du puits, les thermocouples se trouvant dans le sable ainsi que ceux se trouvant dans le plan transversal. Ces températures sont moyennées sur une période correspondant à la première seconde de l'essai. Ainsi, pour l'essai 1, la température initiale du sol est de 24.5 °C alors qu'elle est de 22.3 °C pour l'essai 2.
- Le modèle divise le puits en dix éléments axiaux. Le modèle ne permet pas d'avoir plus de divisons axiales.

Pour chaque pas de temps, les conditions d'entrées du modèle numérique sont calculées à l'aide des mesures expérimentales. Puisque la fréquence d'échantillonnage des mesures expérimentales est de 0.1 seconde et que le pas de temps de simulation est d'une seconde, un ré-échantillonnage des mesures expérimentales est effectué en suivant le principe illustré à la Figure 4-23.

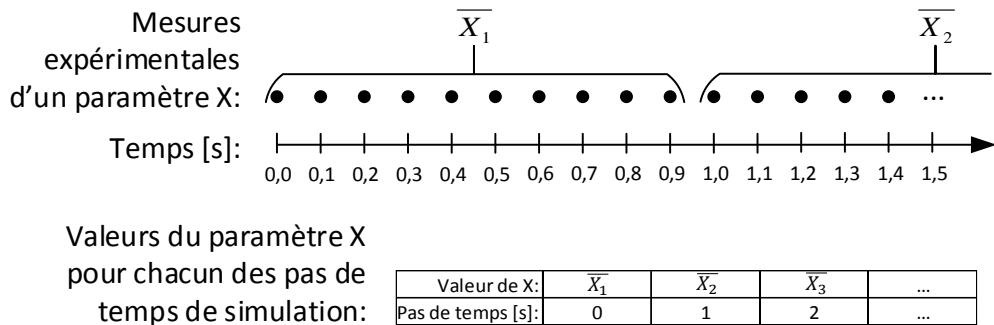


Figure 4-23 : Principe de ré-échantillonnage des mesures expérimentales pour un pas de temps de simulation d'une seconde

4.2.2 Comparaison pour l'essai 1

La Figure 4-24 présente les températures de sortie mesurées lors de l'essai et celles obtenues numériquement. Cette figure présente également la différence entre ces deux températures pour chacun des réseaux. Tel que montré dans la section précédente, le début de l'essai 1 est constitué d'une première injection suivi d'une période sans débit puis d'une deuxième injection qui persiste jusqu'à la fin de l'essai. Ceci se traduit par un pic dans la température de sortie vers $t = 200$ s, suivie d'une baisse de la température de sortie puis d'une remontée pour atteindre un plateau d'environ 75 °C et ce pour les deux réseaux. De façon générale, les températures de sortie prédictes par le modèle suivent l'évolution des températures mesurées expérimentalement. Cependant, en examinant la différence entre ces deux températures (graphique du bas de la Figure 4-24), il peut être remarqué que cette différence peut être importante à certains moments. Ainsi, pour la première injection, la différence atteint une valeur proche de 10 °C tandis que pour la deuxième injection, ce maximum est d'environ 7 °C. Il existe au moins deux sources probables pour expliquer ces différences. Premièrement, tel que souligné en rapport avec la Figure 4-7, il existe une différence de température entre les températures en amont et en aval du virage à 180° . Cette différence peut atteindre 2 °C au début de l'essai ce qui est moindre que les différences de 10 °C et 7 °C. Donc, le problème potentiel de pertes de chaleur dans le virage à 180° n'est pas le seul responsable de la

différence entre les résultats numériques et expérimentaux. La deuxième cause probable se situe au niveau du modèle numérique. En effet, tel que mentionné ci-dessous, les résultats numériques sont très sensibles à la prédiction du coefficient d'échange entre le fluide et la paroi des tuyaux. Enfin, il est à noter que plusieurs auteurs ont observé que leur modèle ne pouvait capter les changements brusques des conditions d'entrée. Ainsi, Bauer et al. (2011) rapportent un écart de 6 °C.

Pour $t > 1000$ s, les effets transitoires sont moins importants et les températures de sorties simulées sont, dans l'ensemble, à l'intérieur des bornes d'incertitudes de mesure des températures de sortie. Cela démontre que, pour cet essai, le modèle numérique se comporte très bien dans le régime quasi-permanent. De plus, cela signifie que les propriétés thermiques utilisées pour le coulis du puits sont bonnes. Ces résultats semblent aussi signifier que les propriétés thermiques utilisées pour le sable sont acceptables bien que Eslami Nejad (2011) utilise une diffusivité thermique différente (tel que mentionné à la section 2.3.1).

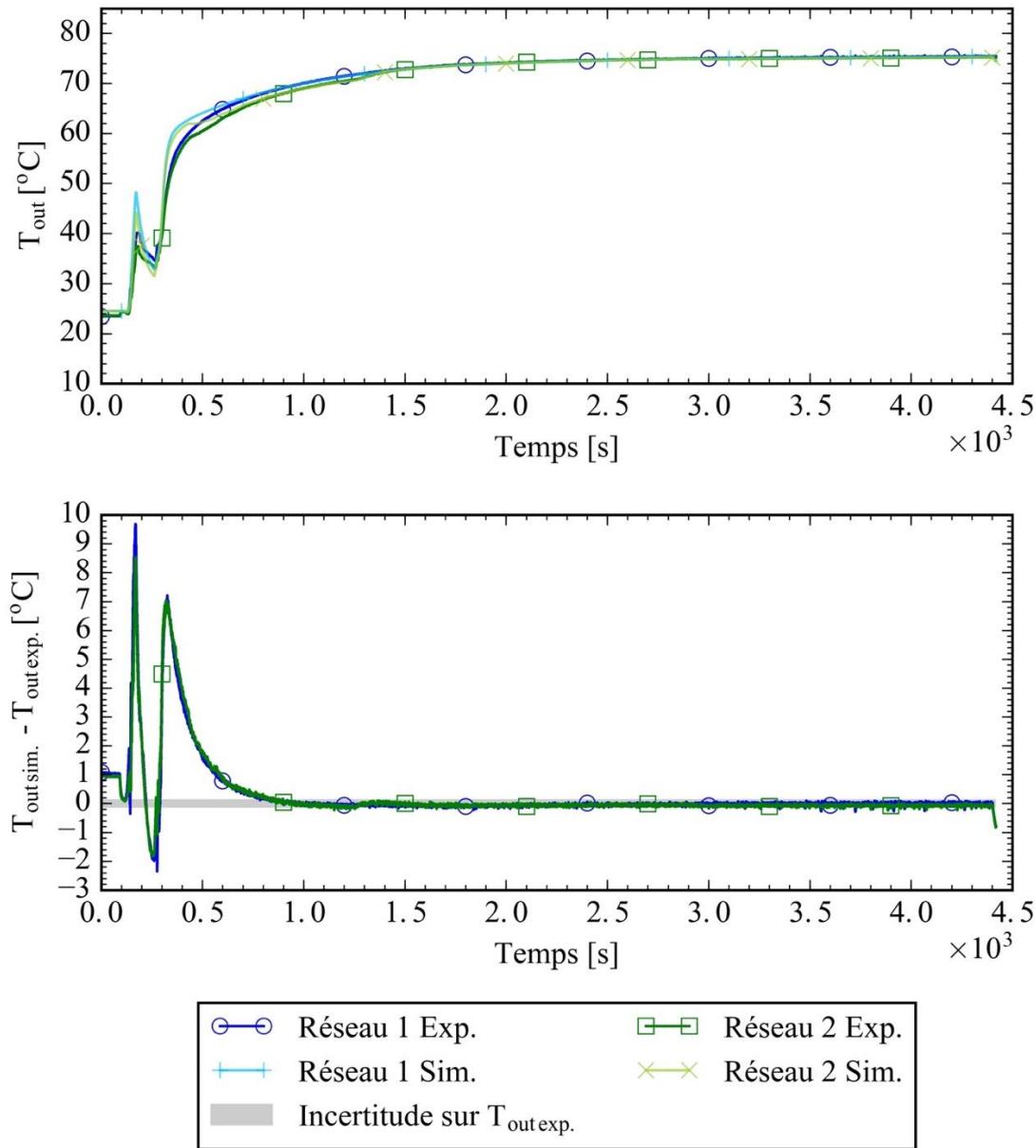


Figure 4-24 : Comparaison des températures de sortie : Essai 1

Il est intéressant de comparer les résultats numériques et expérimentaux du point-de-vue énergétique ce qui permet d'englober l'incertitude expérimentale totale (débit volumique et température). La Figure 4-25 présente les puissances mesurées et simulées qui sont échangées dans chaque réseau. Tel que mentionné précédemment, il est possible de distinguer les deux périodes d'injection d'eau au début du test. Les puissances simulées se retrouvent à l'intérieur de l'incertitude des puissances expérimentales pour $t > 750$ s. Cela signifie que pour ce test, le modèle est capable de reproduire les puissances mesurées pour la totalité de la période en régime quasi-

permanant mais seulement partiellement pour la période en régime transitoire. Il est à noter que l'augmentation de l'incertitude de mesure au fil du temps, tel que montré sur le graphique du bas de la Figure 4-25, est directement liée à la baisse de la différence de température entre l'entrée et la sortie des deux réseaux.

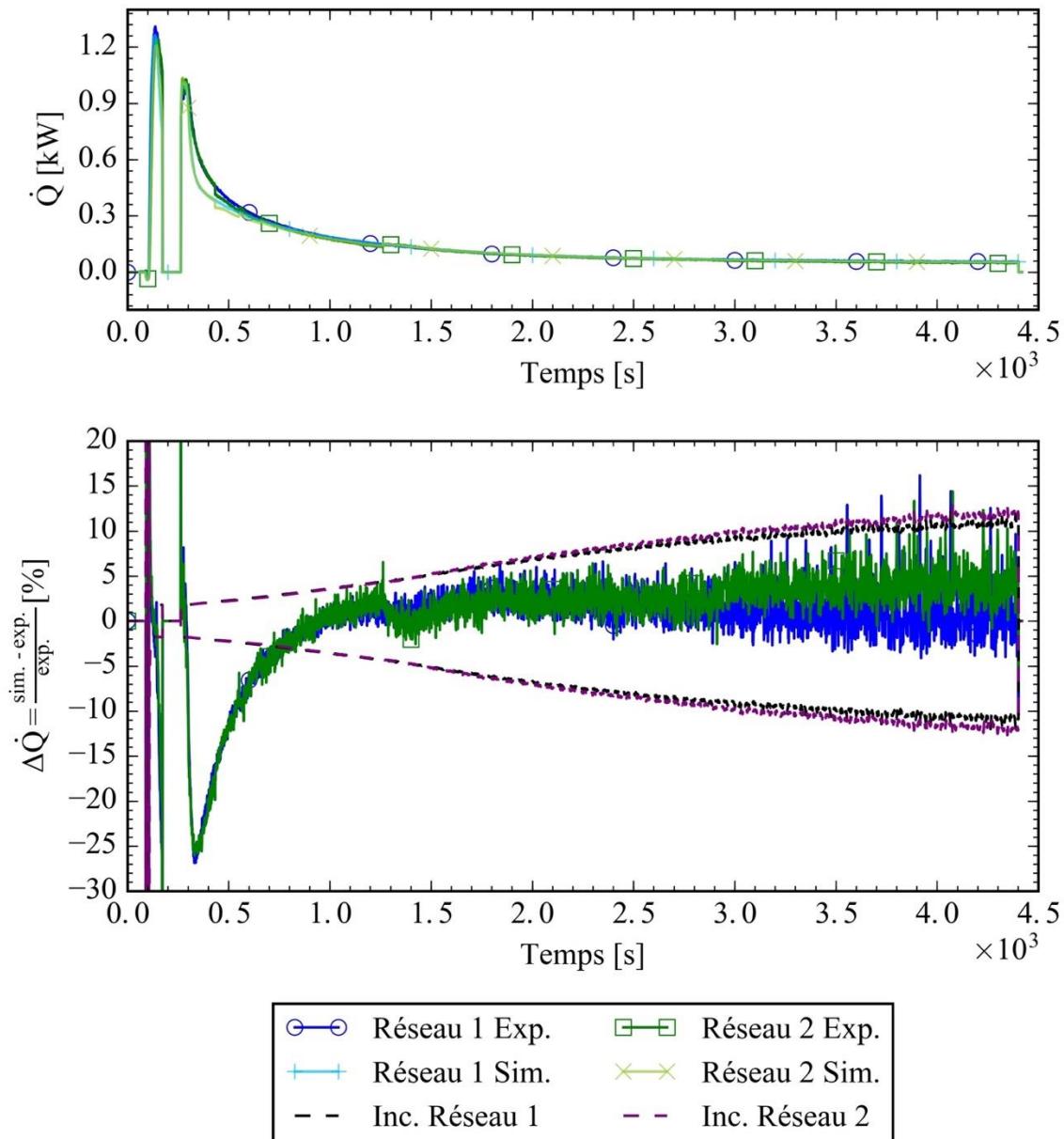


Figure 4-25 : Comparaison des puissances mesurées et simulées : Essai 1

Le cumul de l'énergie totale transférée à chaque réseau en fonction du temps, E , est calculée selon l'équation 4.1 où $\dot{Q}(t)$ est la puissance échangée en fonction du temps.

$$E = \int_0^t \dot{Q}(t) dt \quad 4.1$$

La comparaison entre l'énergie totale transférée au système calculée par le modèle et mesurée expérimentalement est effectuée à Figure 4-26. De plus, la figure présente l'écart relatif entre ces deux quantités. L'énergie absorbée par le système rejoint les bornes d'incertitude de mesure environ 4100 secondes après le début de l'essai (voir Figure 4-26). L'écart relatif maximal est de - 12.5% observé à 500 secondes après le début de l'essai. Cet écart diminue graduellement pour atteindre une valeur de -5% à 3000 secondes (50 minutes) du début de l'essai.

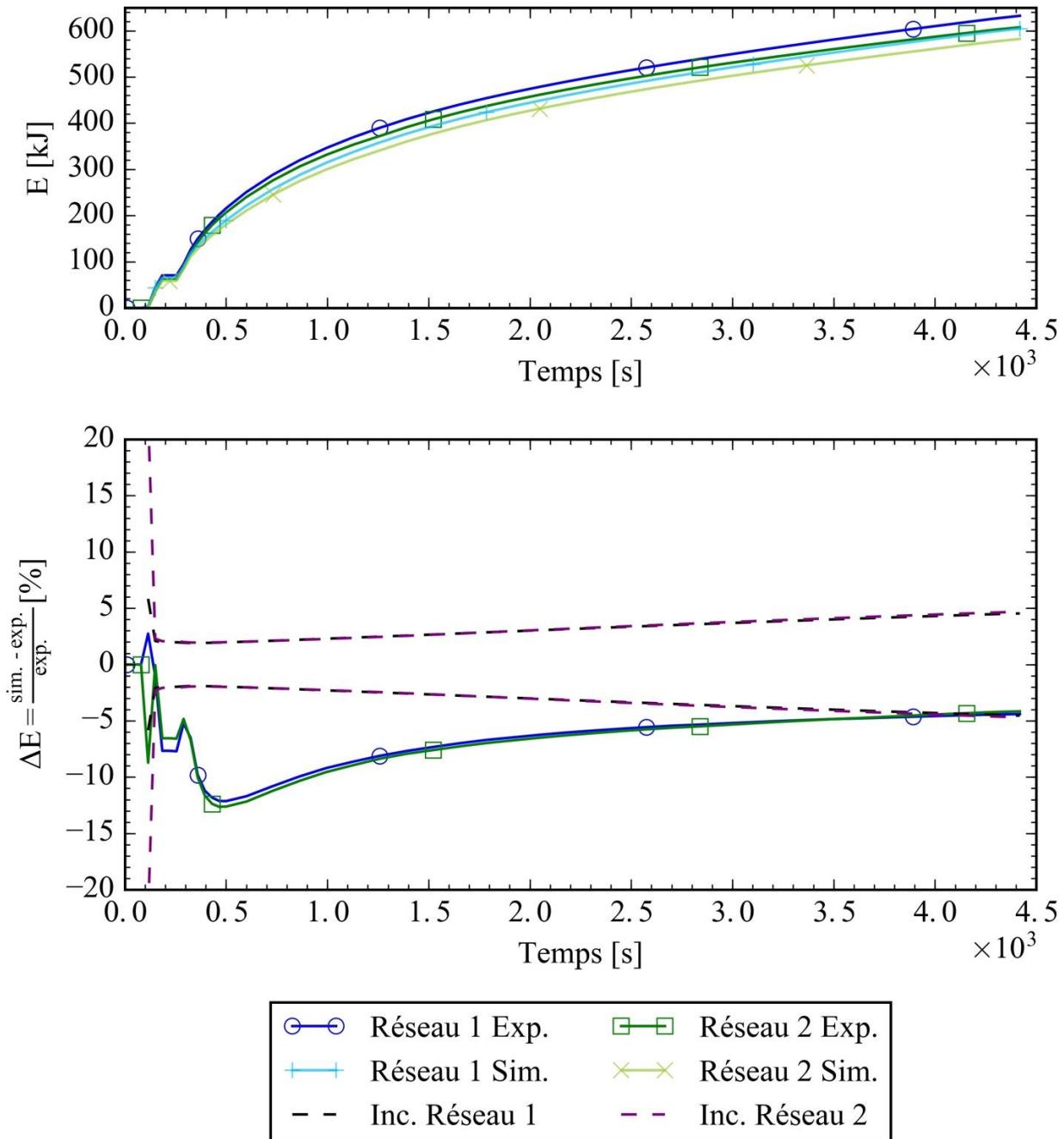


Figure 4-26 : Énergie absorbée par le puits : Essai 1

La Figure 4-27 compare l'évolution de la température moyenne sur le pourtour du puits à mi-hauteur (zone 3). Dans le modèle, dix nœuds axiaux sont utilisés et la température à la paroi du puits est obtenue en prenant la moyenne des nœuds 5 et 6 dont l'intersection est à la mi-hauteur du puits. La moyenne des seize mesures de température sur la paroi du puits dans la zone 3 est utilisée comme température expérimentale à la paroi du puits.

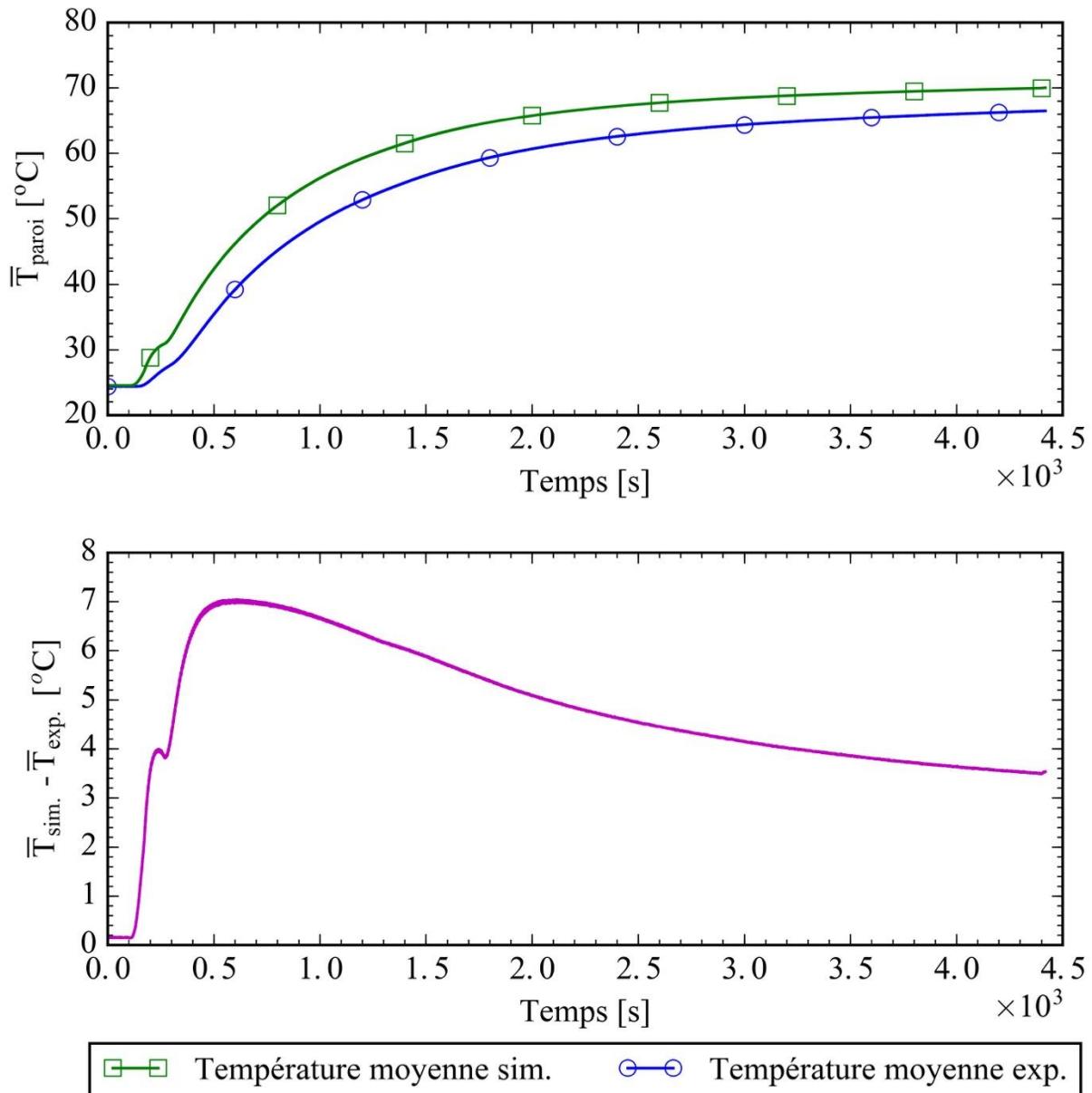


Figure 4-27 : Évolution de la température moyenne de la paroi du puits à mi-hauteur : Essai 1

Sur la Figure 4-27, l'effet de l'injection d'eau en deux parties peut être observé au début du test par une petite discontinuité des deux évolutions de la température moyenne simulée et expérimentale. La différence entre les températures moyennes atteint une valeur maximale de 7 $^{\circ}\text{C}$ légèrement après la marque des 500 secondes, puis diminue jusqu'à atteindre une valeur d'environ 3.5 $^{\circ}\text{C}$ à la fin de l'essai. Le test est trop court pour vérifier si l'écart tend vers 0 $^{\circ}\text{C}$. En début de test, la température moyenne simulée augmente de façon plus importante que la moyenne expérimentale ce qui fait que la température est surévaluée sur la totalité de l'essai. Cette différence

dans la température de la paroi du puits pourrait signifier que le modèle numérique n'est pas assez précis pour prédire correctement la température moyenne à la paroi du puits ou que la discréétisation axiale (10 nœuds) n'est pas assez fine pour que la température moyenne entre les nœuds 5 et 6 soit vraiment représentative de la température moyenne à la mi-hauteur.

4.2.3 Comparaison de l'essai 2

La Figure 4-28 présente les températures de sortie mesurées lors de l'essai et celles obtenues numériquement. Cette figure présente également la différence entre ces deux températures pour chacun des réseaux. Pour le réseau 1, la différence entre la température de sortie simulée et expérimentale atteint un maximum au début de l'essai à 8 °C pour diminuer et se stabiliser à une différence d'environ 2 °C pour le reste de l'essai. Pour le réseau 2, aucune augmentation brusque de la différence entre les températures simulées et expérimentales ne survient au début de l'essai. La différence entre les deux températures se stabilise assez rapidement pour atteindre une valeur d'environ -2 °C. Il est intéressant de constater que dans la région du régime quasi-permanent, la surévaluation de la température de sortie du réseau 1 (soit environ 1.7 °C) est similaire à la sous-évaluation de la température de sortie du réseau 2 (soit environ -1.5 °C). Ceci pourrait indiquer que le transfert de chaleur est sous-évalué et surévalué d'une quantité à peu près équivalente entre les réseaux par le modèle numérique. Il y a également lieu de rappeler la problématique des pertes chaleur observées dans le virage à 180°. Ainsi, tel que montré à la Figure 4-18, il existe des écarts importants entre les températures en amont et en aval du virage à 180°. De plus, ces écarts fluctuent davantage que dans le cas de l'essai 1. Ainsi, le « bruit » résultant, rend la comparaison numérique-expérimentale difficile.

Donc, contrairement à l'essai 1, les températures de sortie simulées ne se trouvent pas à l'intérieur des incertitudes de mesures des températures de sortie pour toute la durée de l'essai.

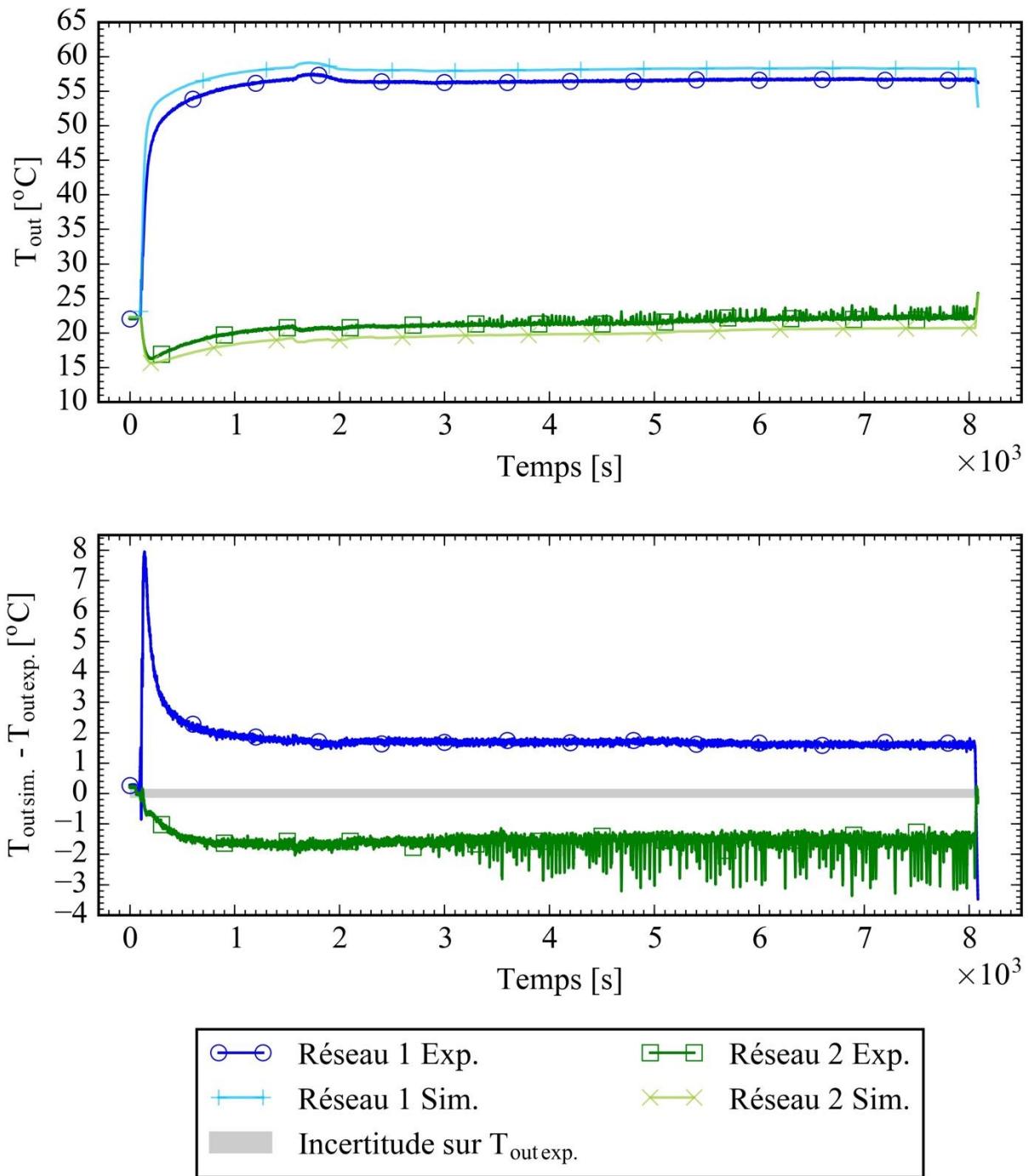


Figure 4-28 : Comparaison des températures de sortie : Essai 2

La Figure 4-29 et la Figure 4-30 représentent les puissances échangées et l'énergie totale échangée par chacun des réseaux. Pour chacune des figures la différence relative entre les résultats des simulations et les mesures expérimentales est représenté. Comme pour les températures de sortie, les puissances échangées simulées et par le fait même les énergies totales échangées simulées ne

sont jamais à l'intérieur des bornes d'incertitude pour toute la durée de l'essai 2. Les puissances modélisées ont un écart stable d'environ 17% par rapport à ce qui a été mesuré pour la majorité de l'essai. Les énergies totales modélisées ont quant à elles un écart avec les valeurs mesurées d'environ 17% pour le réseau 1 et 20% pour le réseau 2.

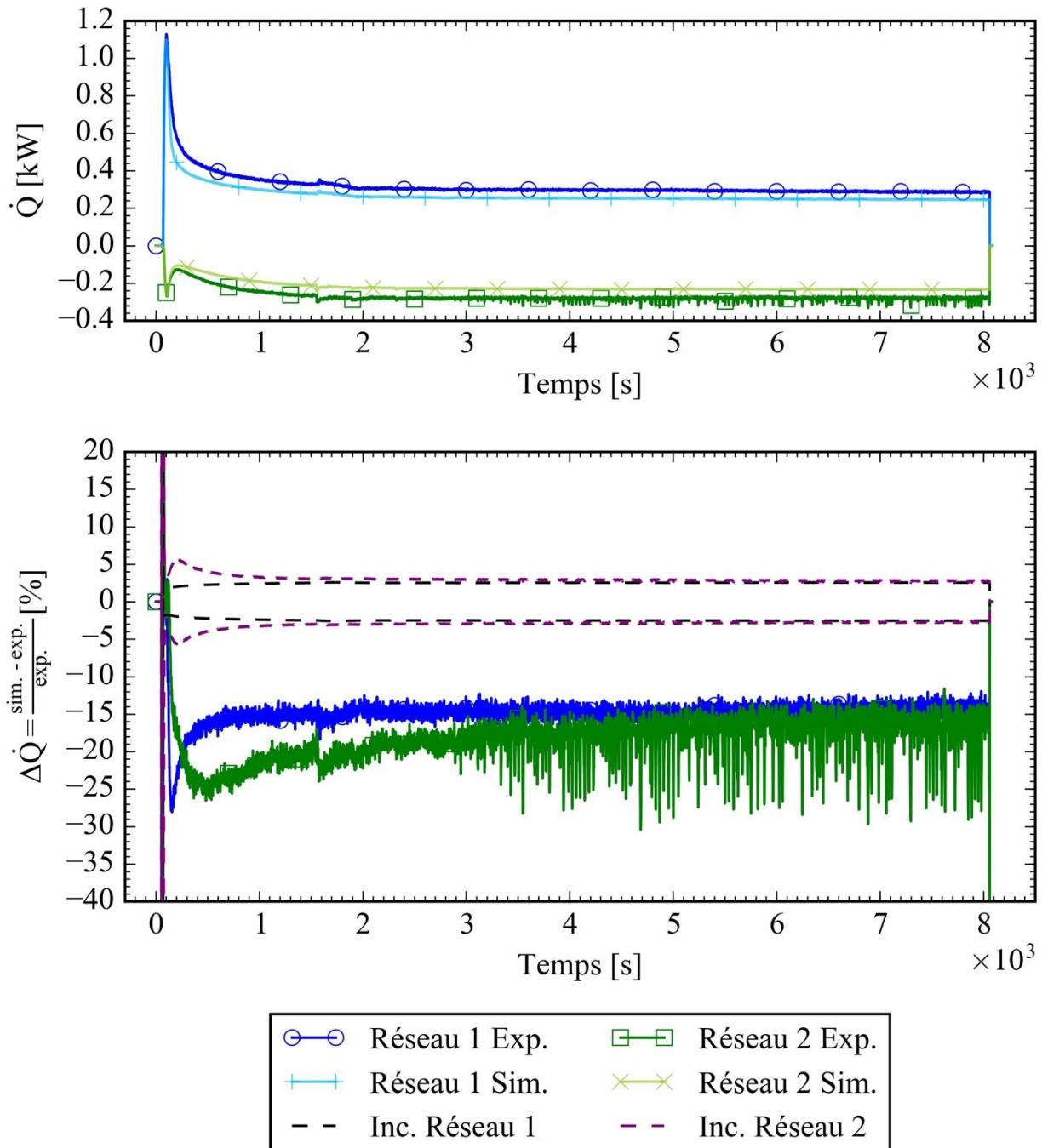


Figure 4-29 : Comparaison des puissances mesurées et simulées : Essai 2

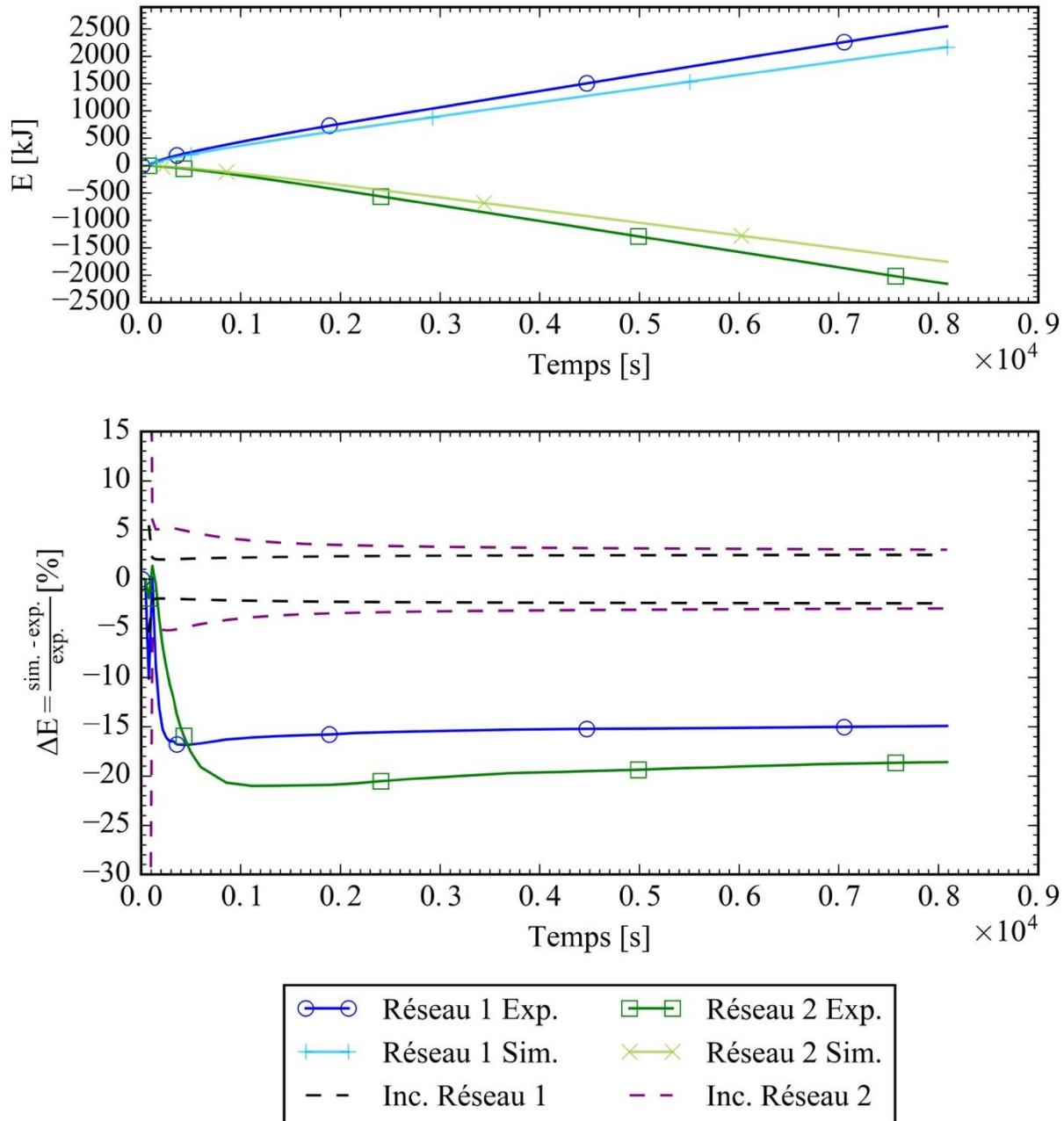


Figure 4-30 : Énergie absorbée par le puits : Essai 2

La Figure 4-31 compare l'évolution de la température moyenne sur le pourtour du puits à mi-hauteur. Tout comme pour l'essai 1, la température de la paroi du puits est obtenue en prenant la moyenne des noeuds 5 et 6 des résultats numériques dont l'intersection est à la mi-hauteur du puits. Il peut être observé sur la figure que la différence entre la température mesurée et simulée augmente brusquement à 1.5 °C en début de test pour ensuite diminuer lentement jusqu'à atteindre une

différence d'environ -2°C en fin de test. Aucune stabilisation de cette différence ne peut être observée lors de l'essai. Tout comme pour l'essai 1, il semble que le modèle numérique ne puisse pas prédire correctement la température moyenne à la paroi du puits.

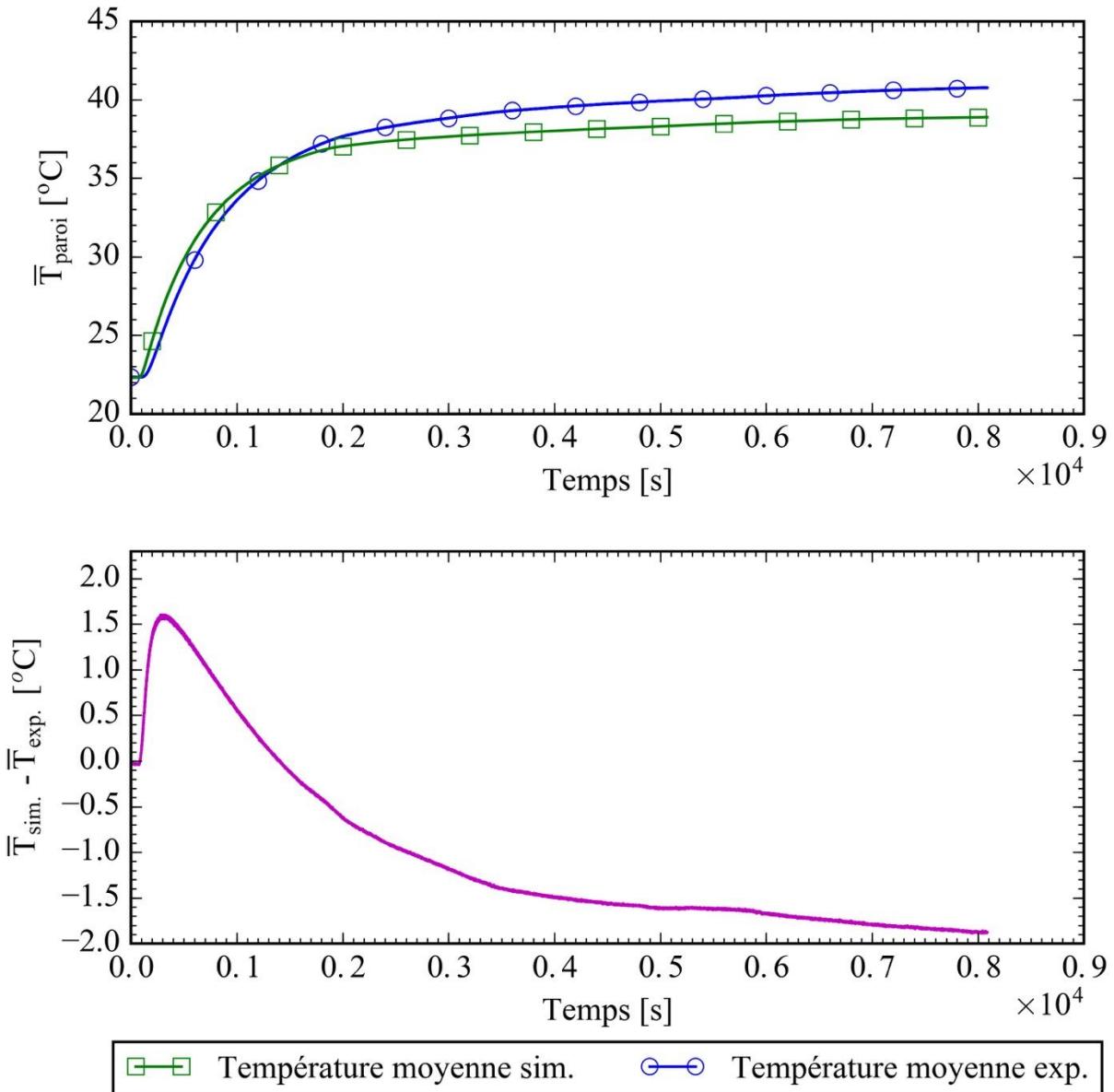


Figure 4-31 : Évolution de la température moyenne de la paroi du puits à mi-hauteur : Essai 2

Pour l'essai 2, la comparaison entre les mesures expérimentales et les résultats numériques semble indiquer que le modèle numérique n'est pas assez précis ou qu'il y a des anomalies au point-de-vue expérimental. Il y a lieu de signaler que les conditions de l'essai 2 sont assez sévères. Il se

pourrait que le nombre de nœuds du modèle (4 quadrants), tel qu'illustré à la Figure 3-1, soit insuffisant en présence de fort gradient de température comme c'est le cas pour l'essai 2.

Finalement, d'autres chercheurs ont obtenu des écarts relativement importants entre leur modèle et des résultats expérimentaux. Ainsi, en observant l'énergie cumulative absorbée par le puits, il peut être constaté que le modèle proposé est comparable aux modèles de Pärisch et al. (2015). Tel que mentionné dans la revue de littérature, les modèles de ces derniers ont un écart relatif, par rapport à des résultats expérimentaux, d'environ 10% pour le modèle DST adapté et 5% pour le modèle SBM adapté. Toujours dans ce travail, le modèle EWS ainsi que le modèle par éléments finis 3D ont un écart relatif comparable d'environ 10% aux résultats expérimentaux. Les données expérimentales utilisées par Pärisch et al. (2015) ont été obtenus avec des puits d'une longueur d'environ 69 mètres. Trois essais ont été effectués et les températures d'entrée du puits varient entre 20 °C et 30 °C.

4.3 Analyse de sensibilité du modèle numérique

Des simulations supplémentaires ont été réalisées avec les données de l'essai 1 dans le but d'analyser la sensibilité du modèle numérique. Ces simulations portent sur la variation : i) des conditions d'entrée ; ii) de la capacité thermique du coulis (céramique) ; iii) du coefficient d'échange à l'intérieur des tuyaux.

4.3.1 Variation des conditions d'entrée

Pour investiguer la sensibilité du modèle numérique aux conditions d'entrée du puits, deux autres simulations (nommées « simulation alternative ») avec les conditions de l'essai 1 ont été effectuées. Cette vérification permet de caractériser l'influence de petites variations des conditions d'entrées sur les résultats de simulation. Les conditions d'entrée des simulations ont été augmentées ou diminuées d'une valeur équivalente aux incertitudes de mesure.

Pour la première simulation alternative, les conditions d'entrée sont modifiées afin d'augmenter la différence de température entre l'entrée et la sortie des réseaux. Ceci peut être fait en ayant un temps de résidence plus grand et des températures d'entrée plus grande. Les températures ont donc été augmentées de 0.15°C (incertitude de mesure des RTD mesurant la température à l'entrée des deux réseaux) et le débit volumique a été diminué d'une valeur correspondant à son incertitude

(typiquement 1.7% de la lecture). Dans le but de diminuer la différence de température entre l'entrée et la sortie des réseaux, le contraire est effectué pour la deuxième simulation alternative.

La Figure 4-32 présente la différence de température ainsi que la différence relative de puissance absorbée par le puits entre les deux simulations alternatives et la simulation originale. La différence maximale de température entre les simulations alternatives et la simulation originale est de 0.6°C. Celle-ci se produit en début de test lors de la première injection d'eau. Au début de la deuxième injection, un pic de différence de température est atteint à environ 0.5°C puis pour le reste de la simulation les différences de température se trouvent légèrement en dessous de 0.15°C. Les différences de 0.5 à 0.6°C au début du test sont nettement moindres que celle observées à la Figure 1-24 entre les résultats numériques et expérimentaux où les différences correspondantes sont de 10 et 7 °C, respectivement. Donc, des variations des conditions d'entrée au modèle numérique équivalentes aux incertitudes expérimentales ne peuvent expliquer l'écart observé entre les résultats numériques et expérimentaux.

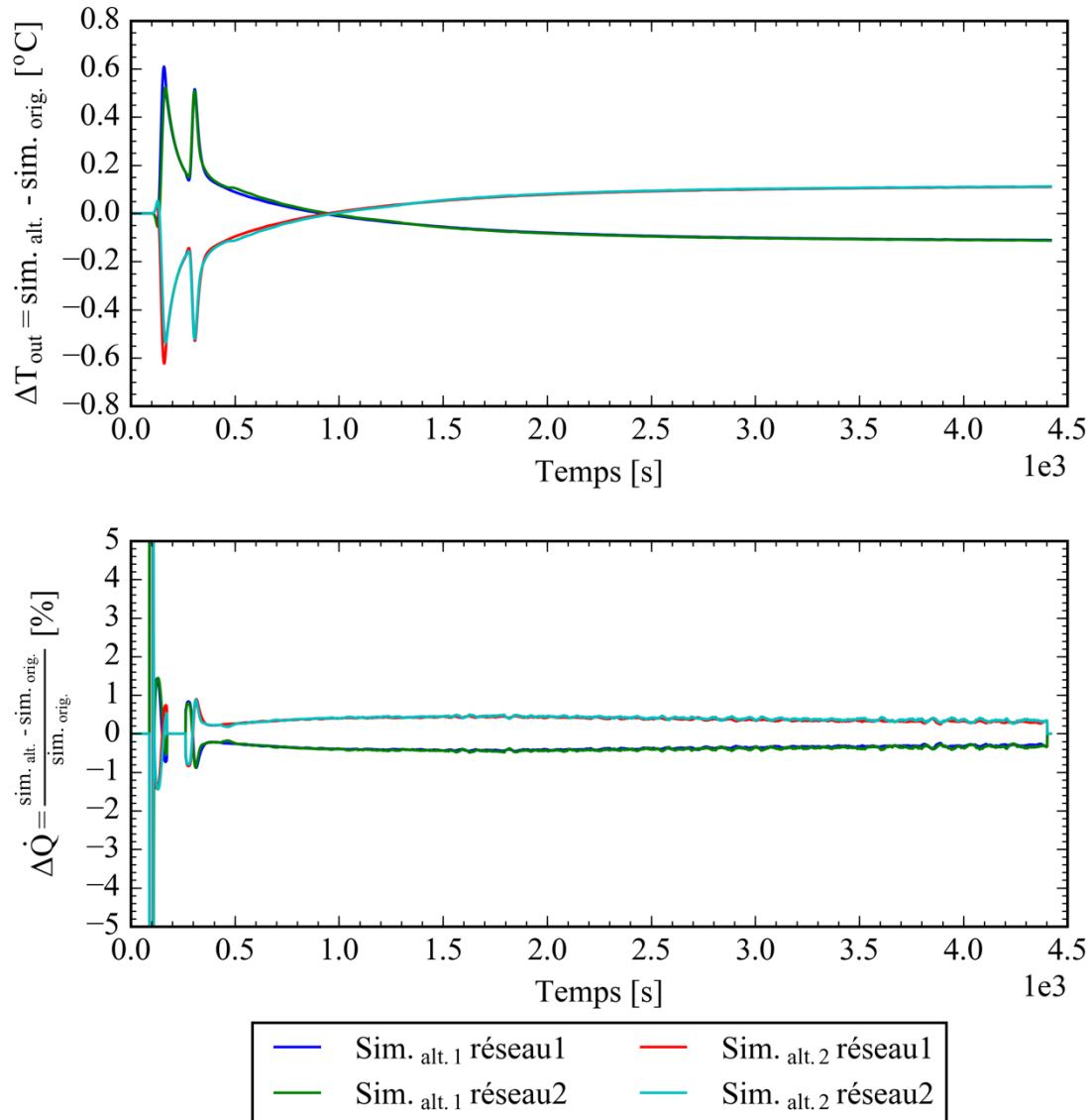


Figure 4-32 : Influence des conditions d'entrées sur les résultats de simulation

4.3.2 Variation de la chaleur spécifique du coulis

Puisque les écarts entre les résultats numériques et expérimentaux sont plus importants en régime transitoire, il est important de vérifier l'impact d'une erreur sur la capacité thermique utilisée lors des simulations. Pour rappel, selon les tests de propriétés thermiques ayant été effectués sur la céramique, la chaleur spécifique de celle-ci est fonction de la température (2110 $\text{kJ/m}^3\text{K}$ pour une température de 10 $^{\circ}\text{C}$ à 2543 $\text{kJ/m}^3\text{K}$ pour une température de 80 $^{\circ}\text{C}$). Plusieurs simulations ont été effectuées en faisant varier la capacité thermique et les résultats sont illustrés en écart relatif par

rapport aux résultats expérimentaux à la Figure 4-34. Il peut être vu que peu importe la valeur de la capacité thermique utilisée, la différence maximale entre simulation et expérimentale est toujours située durant les premières 750 secondes de l'essai. De plus, pour des valeurs plus grandes que $2500 \text{ kJ/m}^3\text{K}$, la correspondance de la puissance simulée et mesurée absorbée par le puits ne fait que diminuer. Suite à ces observations, il peut être conclu qu'une valeur erronée de la capacité thermique n'explique pas la différence observée.

Il est également intéressant d'examiner l'impact d'une capacité thermique nulle dans le puits, i.e. en supposant un transfert thermique permanent dans le puits. La Figure 4-33 montre l'impact de l'hypothèse d'un transfert de chaleur permanent dans le puits sur la température de sortie pour l'essai 1 pour les 1000 premières secondes. Pour référence, les températures de sortie obtenues expérimentalement et numériquement sont également présentées sur cette figure. Cette figure montre clairement que la température de sortie est largement surestimée lorsque la capacité thermique du puits n'est pas prise en compte. Par exemple, lors du premier pic de température, la température mesurée expérimentalement est d'environ 40°C dans le réseau 1 alors que la température correspondante prédite par le modèle numérique sans capacité thermique dans le puits atteint des valeurs de l'ordre de 70°C . Cela démontre clairement qu'il est essentiel de prendre en compte la capacité thermique du puits pour mieux prédire la température de sortie d'un puits géothermique lorsqu'il y a des variations dans les conditions d'entrée au puits.

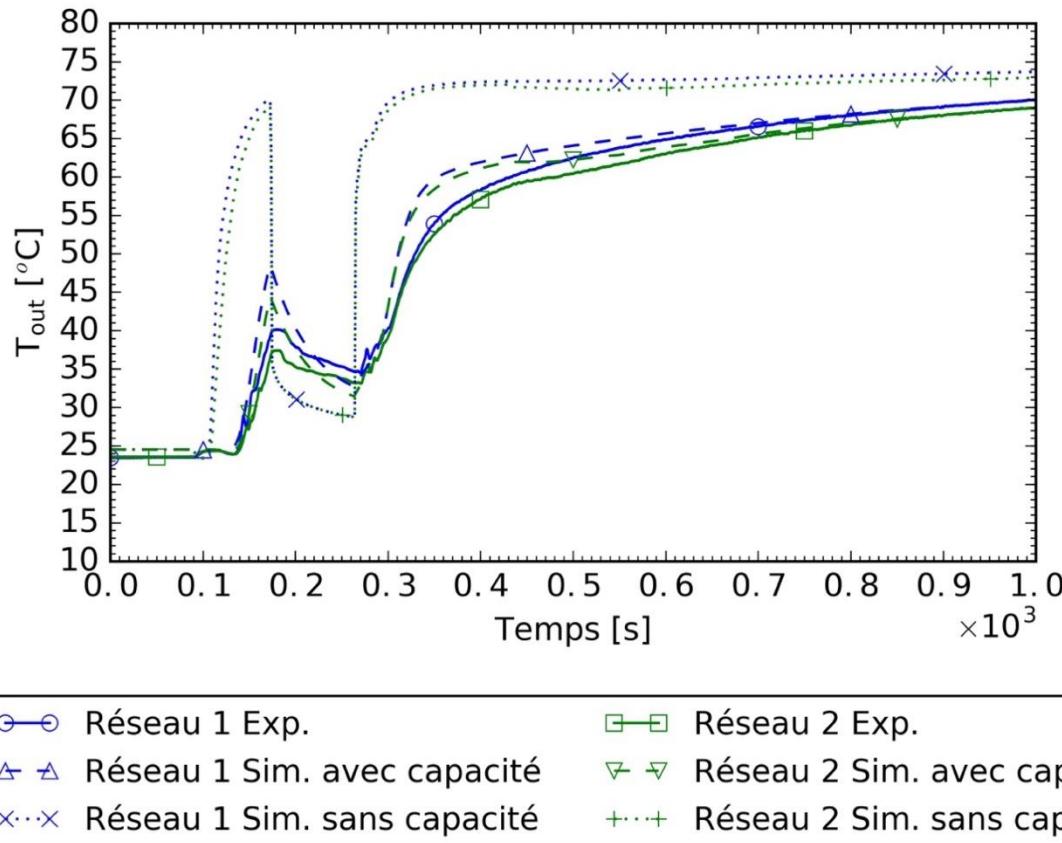


Figure 4-33 : Évolution de la température de sortie pour les deux réseaux pour trois cas différents :
Essai 1

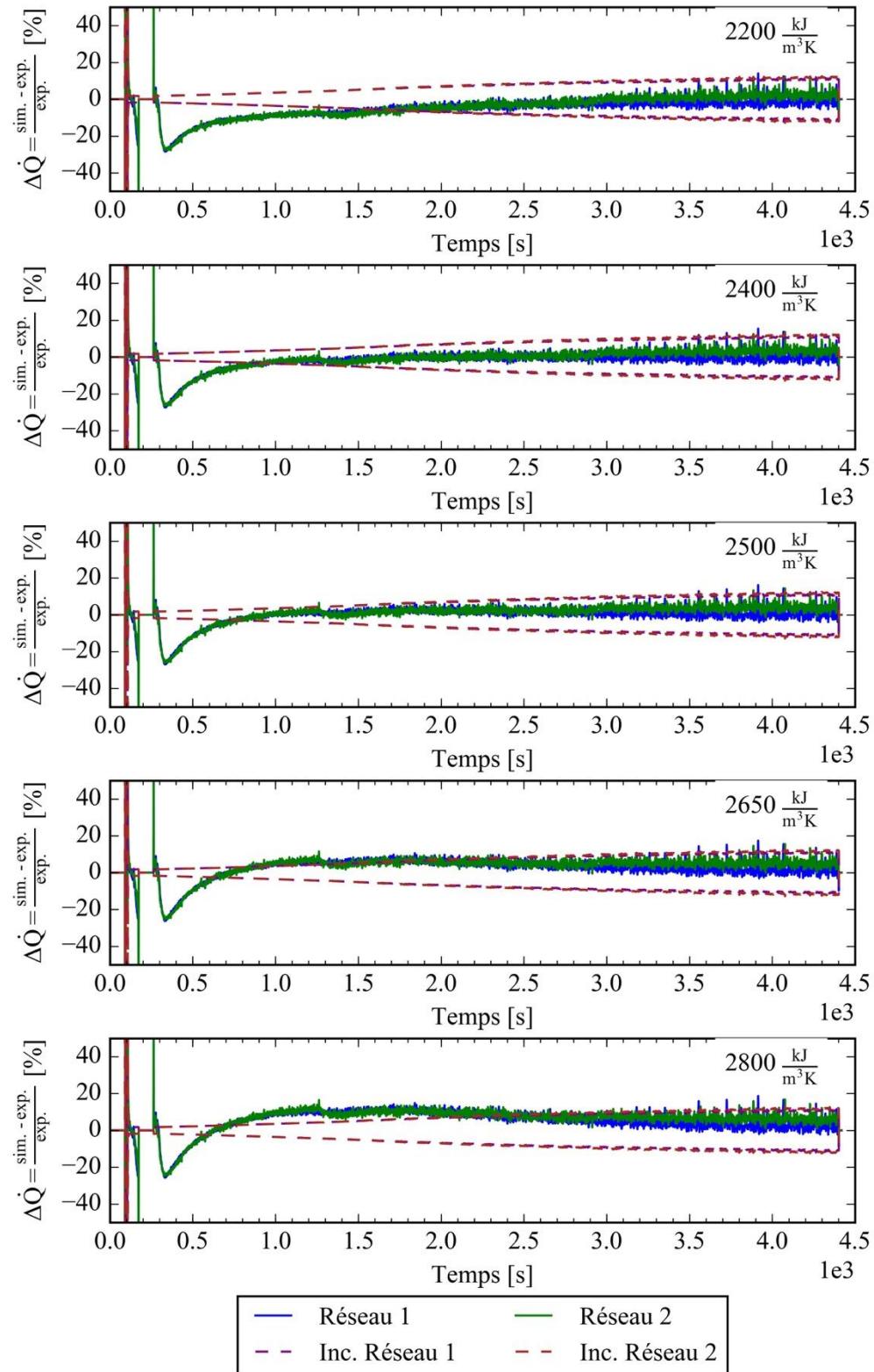


Figure 4-34 : Comparaison de l'écart relatif entre simulation et expérimental pour plusieurs valeurs de capacité thermique

4.3.3 Variation du coefficient d'échange par convection dans les tuyaux

Tel que décrit à la section 3.2.4, le coefficient d'échange par convection dans les tuyaux peut prendre des valeurs différentes dépendant du type de convection présent dans les tuyaux. Ainsi, le modèle numérique utilise trois relations différentes selon que le mode de transfert de chaleur soit par convection naturelle, convection forcée laminaire, ou convection forcée transition laminaire-turbulent. Pour l'essai 1, les valeurs des coefficients d'échange par convection calculées par le modèle sont de $251.5 \text{ W/m}^2\text{-K}$ lorsqu'il n'y a pas de débit (convection naturelle) et de $160.6 \text{ W/m}^2\text{-K}$ lorsqu'il y a débit ($\approx 500 \text{ ml/min}$) et que le régime d'écoulement en est un de convection forcée laminaire. Dans le modèle, ces valeurs s'appliquent sur toute la longueur du puits. Tout d'abord, il y a lieu de signaler que la valeur de $251.5 \text{ W/m}^2\text{-K}$ apparaît élevée. De plus, pour un écoulement laminaire dans un puits court, il existe une distance thermique d'entrée (*thermal entry length*) et la valeur de $\text{Nu}=4.36$ supposée par le modèle numérique est davantage applicable pour les puits longs. En fait, un calcul préliminaire avec la relation classique de Sieder et Tate (Bergman et al., 2011) pour les conditions de l'essai 1 lorsqu'il y a débit montre que le coefficient d'échange par convection varie d'une valeur d'environ $600 \text{ W/m}^2\text{-K}$ à l'entrée des tuyaux à une valeur approximative de $300 \text{ W/m}^2\text{-K}$ à la sortie (soit à environ 1 m de l'entrée) avec une valeur moyenne de $380 \text{ W/m}^2\text{-K}$ sur la hauteur du puits.

Suite à ces constatations, le coefficient d'échange dans le code du modèle numérique a été changé pour des valeurs égales à $125 \text{ W/m}^2\text{-K}$ (environ la moitié de la valeur normalement calculée par le code) lorsqu'il n'y a pas débit et de $380 \text{ W/m}^2\text{-K}$ lorsqu'il y a un débit de 500 ml/min (débit de l'essai 1). Les résultats des simulations obtenues avec ces nouvelles valeurs du coefficient d'échange sont montrés à la figure 1-35 pour $100 \text{ s} < t < 300 \text{ s}$. Seulement les résultats du réseau 1 sont montrés ; les résultats du réseau 2 montrent les mêmes tendances. Les résultats montrés à la Figure 4-35 indiquent que le coefficient d'échange a un impact significatif sur la prédiction de la température de sortie. Les nouvelles valeurs du coefficient d'échange donnent des résultats très proches des résultats expérimentaux. Ainsi pour le pic à $t = 170 \text{ s}$, la différence entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux passe d'environ $10 \text{ }^\circ\text{C}$ à environ $1 \text{ }^\circ\text{C}$ lorsque les coefficients d'échange sont changés.

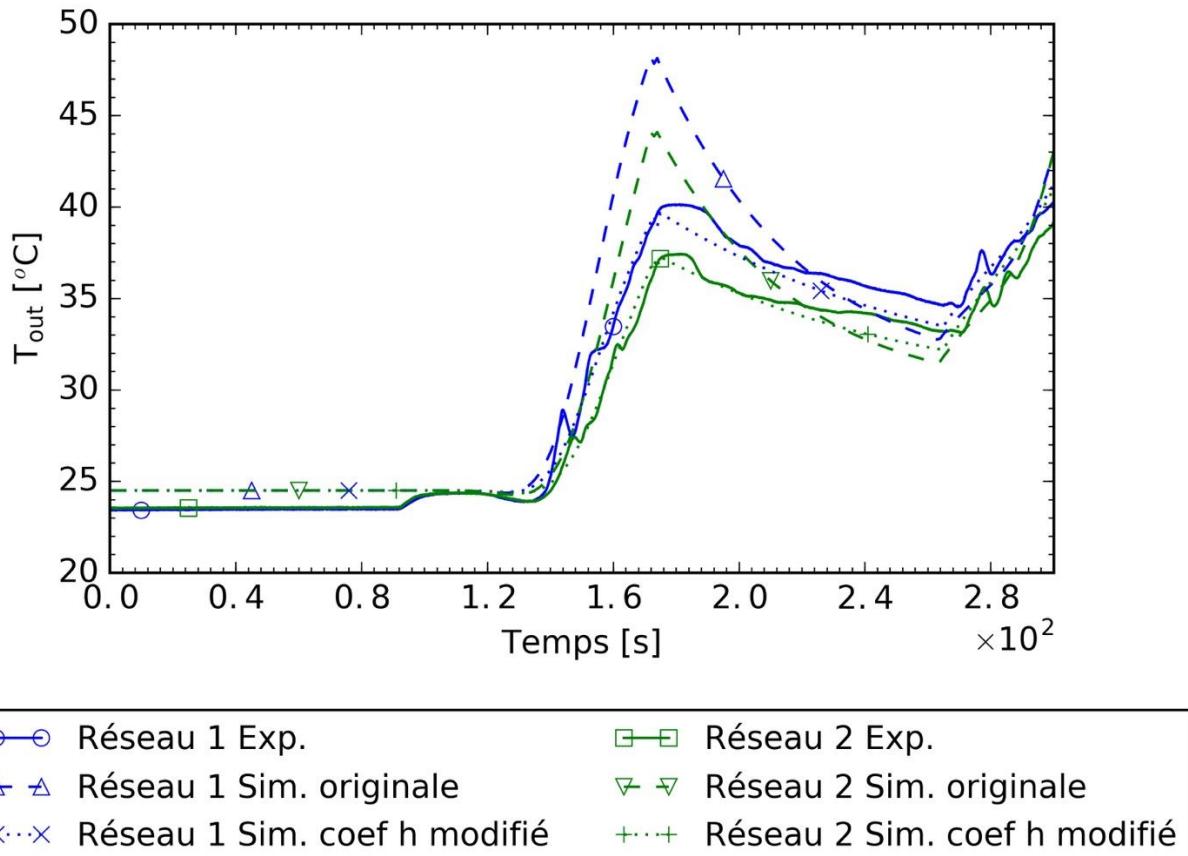


Figure 4-35 : Comparaison entre la température de sortie obtenue avec le modèle numérique (pour des valeurs différentes du coefficient d'échange) et les résultats numériques

4.4 Conclusions sur la validité du modèle numérique

Le modèle numérique présenté dans ce mémoire a été soumis à des conditions qui ont été mesurées expérimentalement. La réponse thermique calculée par le modèle a été comparée aux réponses thermiques mesurées expérimentalement. Deux essais sont présentés : un essai où les conditions d'entrées du puits sont semblables pour les deux réseaux et un deuxième où les températures d'entrée des deux réseaux ont une différence de 60 °C entre elles.

Pour l'essai où les conditions d'entrées sont semblables, l'écart relatif de l'énergie cumulative absorbée entre résultats de simulation et résultats expérimentaux est de 5% 3000 secondes (50 minutes) après le début de l'essai (l'incertitude de mesure d'énergie cumulative absorbée est de $\pm 3.5\%$ à ce moment). Suite à une période de 4100 secondes (68 minutes) après le début de l'essai, cet écart est diminué à 4.5% et est égal aux bornes d'incertitudes expérimentales. En début de test,

l'écart relatif entre la puissance absorbée mesurée expérimentalement et celle simulée monte brusquement à 27% (l'incertitude expérimentale de la puissance est de $\pm 2.1\%$ à ce moment), mais diminue rapidement pour entrer à l'intérieur des bornes d'incertitude ($\pm 3\%$) 750 secondes (12.5 minutes) après le début de l'essai. Pour ce qui est de la prédiction de la température de sortie, il existe des écarts importants (entre 10 et 7 °C dépendant du réseau) au début du test, mais par la suite l'écart diminue et il se retrouve à l'intérieur des bornes d'incertitude à la fin du test.

Donc, lorsque les conditions d'entrée des deux réseaux sont les mêmes, les prédictions du modèle sont très bonnes environ une heure après une variation brusque des conditions d'entrée. Cependant, lors de la première heure suivant la variation des conditions d'entrée, le modèle ne réussit pas à prédire correctement les résultats expérimentaux. Tel que mentionné précédemment, cela pourrait être causée par une mauvaise prédiction du coefficient d'échange interne aux tuyaux.

Pour ce qui est du cas où les conditions d'entrée des deux réseaux sont différentes (essai 2), les résultats simulés ne concordent pas avec les mesures expérimentales. Outre le problème de prédiction du coefficient d'échange soulevé ci-dessus, d'autres problèmes sont potentiellement à l'origine de ces différences. Par exemple, il semble exister un problème expérimental au niveau du virage à 180 ° car il existe des différences importantes entre les températures en amont et en aval de ce virage. Ces différences peuvent être causées par des pertes de chaleur du bloc de PVC vers le sable ou entre les deux réseaux. De plus, le « bruit » dans la mesure de ces températures est probablement causé par des bulles d'air ou par des mélangeurs inefficaces.

Il est à noter que les conditions d'entrées des essais auxquels le puits a été soumis sont extrêmes. C'est le cas pour le premier essai où la température initiale du montage est de 24,5°C et que les températures d'entrée avoisinent les 70 °C ou pour le deuxième essai où les températures d'entrée du puits ont une différence de 60 °C entre elles. Ces conditions ont été choisies afin d'avoir une incertitude expérimentale la plus petite possible. Ces conditions extrêmes mettent le modèle numérique à rude épreuve. Il serait très intéressant d'utiliser des données expérimentales provenant d'un puits à quatre tuyaux de longueur plus importante (environ 50 à 150 mètres), où des débits plus grands peuvent être acheminés tout en ayant une différence de température assez grande entre l'entrée et la sortie du puits pour avoir une incertitude expérimentale acceptable sur les puissances absorbées. Cela permettrait de vérifier le comportement du modèle numérique lorsque les

conditions d'entrée sont moins extrêmes et donc se rapprochant de conditions standards pouvant être rencontrées par un puits installé en milieu réel.

CHAPITRE 5 CONCLUSION

Ce mémoire vise à permettre la validation d'un modèle numérique représentant des puits à quatre tuyaux lorsque ceux-ci se trouvent en régime thermique transitoire. Pour ce faire, un puits géothermique à échelle réduite muni de quatre tuyaux et deux circuits indépendants a été conçu et fabriqué. Il est instrumenté de façon à mesurer la température à 45 endroits différents sur le puits dont 29 mesures dans une section transversale à la mi-hauteur du puits. Le puits est installé à l'intérieur d'un bac à sable existant. Pour faire office de coulis, des cylindres de céramique, aux propriétés thermiques connues, ont été usinés et assemblés et quatre tuyaux en acier inoxydable y ont été insérés. Un programme d'acquisition de données a été conçu afin d'enregistrer la totalité des mesures réalisées sur le puits à une fréquence d'échantillonnage de 0.1 s.

Le modèle numérique représentant un puits à quatre tuyaux présenté par Godefroy (2014) a été modifié car il ne permettait pas de modéliser correctement le puits miniature utilisé dans la présente étude.

Après un minutieux étalonnage des sondes de température et des deux débitmètres, six essais ont été réalisés. Les résultats de deux de ces essais ont été comparés à des résultats du modèle numérique modifié de Godefroy (2014). Pour le premier essai, les températures d'entrée des deux réseaux sont semblables (70 °C) et pour le second les températures d'entrée sont très différentes (60 °C d'écart entre les deux réseaux).

Pour le premier essai, les températures de sortie prédictes numériquement sont différentes de celles mesurées expérimentalement au début du test mais l'accord est nettement meilleur (à l'intérieur de l'incertitude expérimentale) après une période de 1000 s. Au début du test dans la période du régime transitoire, l'évolution générale de type exponentielle de la température de sortie est correctement prédicta par le modèle numérique. Cependant, des différences de l'ordre de 10 °C et 7 °C sont observées pour chaque réseau entre les mesures et les résultats numériques. Une analyse de sensibilité sur le modèle numérique a montré que ces résultats étaient grandement influencés par le coefficient d'échange par convection dans les tuyaux. Compte tenu de ces écarts entre les températures de sortie mesurées et simulées, il n'est pas étonnant de constater qu'il existe des différences de l'ordre de 27% sur la puissance échangée au début du test. Après une période d'environ 750 s, ces différences ne sont plus que de 3%, soit à l'intérieur des bornes d'incertitude

sur la puissance échangée. En ce qui a trait à l'énergie totale absorbée par les réseaux, il existe un écart de 13% entre les mesures et les résultats numériques au début du test. À la fin du test (après 68 min) cet écart se retrouve à l'intérieur des bornes d'incertitude expérimentale ($\pm 4.5\%$).

Pour ce qui est de la capacité du modèle à reproduire les mesures expérimentales lorsque les conditions d'entrée sont très différentes (essai 2), les résultats numériques ne se retrouvent pas à l'intérieur des bornes d'incertitude expérimentale et ce pour toute la durée du test. Un écart constant d'environ 17% avec les mesures expérimentales (bien au-delà de l'incertitude expérimentale de $\pm 4\%$) peut être observé sur l'énergie cumulée absorbée par les réseaux. La cause de cet important écart n'a pu être identifiée clairement. Cela pourrait autant être une des limites du modèle numérique ou un problème expérimental survenant lorsque les températures d'entrée ont une différence d'environ $60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Quelques hypothèses sont présentées pour expliquer les différences observées. Expérimentalement, il semble y avoir un problème avec le virage à 180 ° . En effet, les mesures expérimentales montrent un écart significatif entre les températures en amont et en aval du virage ce qui semble indiquer qu'il y a des pertes de chaleur vers le sable et/ou un échange de chaleur entre les deux réseaux. De plus, les mesures de températures fluctuaient grandement. Ce « bruit » est peut-être le résultat de bulles d'air ou de mélangeurs inefficaces. Le modèle numérique, quant à lui, ne possède peut-être pas assez de nœuds dans le coulis pour bien prendre en compte les importants gradients de température se produisant pour cet essai.

Contributions

En résumé, les principales contributions de cette étude sont :

1. Conception et fabrication d'un puits à échelle réduite muni de quatre tuyaux et instrumenté pour prendre des mesures avec un intervalle de temps de 0.1 s dans le but de caractériser la réponse thermique dynamique de ce type de puits.
2. Possibilité de mesurer des températures dans un plan horizontal, comme c'est le cas à mi-hauteur du puits expérimental. Aucune étude ne présente ce genre de mesures.
3. Modification du modèle numérique de Godefroy (2014) pour avoir un modèle numériquement stable peu importe la configuration du puits géothermique.

4. Six essais expérimentaux pour des conditions d'entrées diverses caractérisant la réponse thermique dynamique d'un puits à quatre tuyaux. Ces données pourraient alimenter les futurs exercices de validation des modèles de puits géothermiques.

Recommendations

Pour ce qui du montage expérimental, les modifications/corrections suivantes devraient être envisagées.

1. Il est recommandé d'ajouter quelques centimètres supplémentaires de sable en surface. Tel que mentionné au chapitre 2, il n'y a que 2 cm de sable entre le début du puits et la surface. Tel que montré à la Figure 4-3, ceci implique que le haut du puits est influencé par les variations de température ambiante dans le laboratoire. Il est à noter que le modèle numérique est unidimensionnel (radial) et ne prend pas en compte les effets de surface.
2. Le virage à 180 ° au bas du puits devrait être revu pour limiter les pertes de chaleur vers le sable et l'interaction thermique entre les deux réseaux. Un design plus simple consistant en un virage en U (pour chacun des réseaux) fait de tuyauterie permettrait d'appliquer un isolant directement au bas du puits. Cette modification permettrait de diminuer de manière significative l'échange de chaleur entre les deux réseaux au bas du puits.
3. Il est aussi suggéré de faire une investigation plus approfondie sur les grandes fluctuations (bruit) observées pour T_1 et T_2 pour le réseau 2 lors de l'essai 2 afin d'en déterminer la cause.

Outre les modifications déjà apportées au modèle de Godefroy (2014) dans la présente étude, il serait utile d'envisager les ajouts suivants :

1. Rectifier la détermination du coefficient d'échange à l'intérieur des tuyaux d'abord en changeant les corrélations donnant le nombre de Nusselt puis en incorporant un coefficient d'échange variable selon la hauteur du puits pour tenir compte la longueur thermique d'entrée (*thermal entry length*).
2. Examiner si des réseaux de résistances et capacités thermiques alternatifs peuvent être utilisés afin d'améliorer la modélisation du transfert thermique transitoire entre chacun des

tuyaux du puits. Par exemple, le maillage du modèle utilisé pourrait être raffiné pour modéliser plus finement les échanges de chaleur à fort gradient thermique.

3. Modifier le modèle utilisé de façon à ce que les deux températures au bas du puits pour les colonnes ascendantes soient des inputs au modèle. De cette façon, les effets indésirables se produisant dans le virage à 180 ° n'auraient plus d'importance lors d'une comparaison avec les résultats expérimentaux puisque les températures mesurées à l'entrée des tuyaux seraient utilisées.
4. Il serait aussi intéressant de modifier le modèle numérique afin de pouvoir imposer un profil de température initiale du sol pour chacune des divisions axiales du puits.

Il est recommandé que les prochains essais portent sur les aspects suivants :

1. Faire des essais de plus longue durée comportant plusieurs injections simulant ainsi le cyclage marche/arrêt d'une pompe à chaleur. De plus, des essais comportant plusieurs combinaisons de débits et de températures d'entrée permettraient de tester le modèle numérique sous plusieurs conditions en un seul essai.
2. Faire des essais avec des débits d'eau permettant d'atteindre un écoulement turbulent à l'intérieur du puits ($Re > 2300$). Cela permettrait de valider le modèle dans ces conditions, ce qui n'a pas été fait dans ce mémoire. Il faudrait cependant changer les débitmètres et les pompes de circulation.
3. Faire une étude plus approfondie du transfert thermique radial à l'intérieur du puits serait très intéressante. Les thermocouples situés à la zone 3 seraient utilisés pour déterminer la distribution de température radiale expérimentale. La méthode Multipôle ainsi que des modèles par éléments finis pourraient être utilisés à des fins de comparaison expérimentale/numérique. Un grand débit devra être acheminé dans chacun des réseaux afin que la différence de température entre l'entrée et la sortie des réseaux soit la plus petite possible. Atteindre une petite différence de température entre entrées-sortie permet de déterminer plus facilement la température de l'eau s'écoulant au même niveau axial que la zone 3.

RÉFÉRENCES

- AREMCO Products, I. Machinable & Dense Ceramics. Tiré de http://www.aremco.com/wp-content/uploads/2015/04/A01_15.pdf
- Bauer, D., Heidemann, W., & Diersch, H.-J. (2011). Transient 3D analysis of borehole heat exchanger modeling. *Geothermics*, 40(4), 250-260.
- Bauer, D., Heidemann, W., Müller-Steinhagen, H., & Diersch, H. J. (2011). Thermal resistance and capacity models for borehole heat exchangers. *International Journal of Energy Research*, 35(4), 312-320.
- Beier, R. A., Smith, M. D., & Spitler, J. D. (2011). Reference data sets for vertical borehole ground heat exchanger models and thermal response test analysis. *Geothermics*, 40(1), 79-85.
- Bennet, J., Claesson, J., & Hellström, G. (1987). Multipole method to compute the conductive heat flows to and between pipes in a composite cylinder. *Notes on heat transfer*.
- Bergman, T. L., Incropera, F. P., & Lavine, A. S. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer*: John Wiley & Sons.
- Carslaw, H. S., & Jaeger, J. C. (1959). Conduction of heat in solids. *Oxford: Clarendon Press, 1959, 2nd ed.*
- Claesson, J., & Dunand, A. (1983). *Heat extraction from the ground by horizontal pipes: a mathematical analysis*: ByggforskningsrÅdet (BFR).
- Claesson, J., & Hellström, G. (2011). Multipole method to calculate borehole thermal resistances in a borehole heat exchanger. *HVAC&R Research*, 17(6), 895-911.
- Claesson, J., & Javed, S. (2011). An analytical method to calculate borehole fluid temperatures for time-scales from minutes to decades. *ASHRAE Transactions.*, 117(2), 279-288.
- Cooper, L. Y. (1976). Heating of a cylindrical cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 19(5), 575-577.
- De Carli, M., Tonon, M., Zarrella, A., & Zecchin, R. (2010). A computational capacity resistance model (CaRM) for vertical ground-coupled heat exchangers. *Renewable Energy*, 35(7), 1537-1550. doi:10.1016/j.renene.2009.11.034

- De Rosa, Ruiz-Calvo, F., Corberán, J., Montagud, C., & Tagliafico, L. (2014). *Borehole modelling: a comparison between a steady-state model and a novel dynamic model in a real ON/OFF GSHP operation*. Communication présentée à Journal of Physics: Conference Series (vol. 547, p. 012008).
- De Rosa, M., Ruiz-Calvo, F., Corberán, J. M., Montagud, C., & Tagliafico, L. A. (2015). A novel TRNSYS type for short-term borehole heat exchanger simulation: B2G model. *Energy Conversion and Management*, 100, 347-357.
- Eskilson, P. (1987). *Thermal analysis of heat extraction boreholes*. PhD, Université de Lund.
- Eslami Nejad, P. (2011). *Double U-tube geothermal borehole operation under phase change conditions*. PhD, Polytechnique Montréal.
- Eslami-Nejad, P., & Bernier, M. (2011). Coupling of geothermal heat pumps with thermal solar collectors using double U-tube boreholes with two independent circuits. *Applied Thermal Engineering*, 31(14-15), 3066-3077. doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.05.040
- Figliola, R. S., & Beasley, D. E. (2011). *Theory and design for mechanical measurements* (5th^e éd.). Hoboken, NJ: John Wiley & Sons.
- Gentry, J. E. (2007). *Simulation and validation of hybrid ground source and water-loop heat pump systems*. M.Sc.A., Oklahoma State University.
- Godefroy, V. (2014). *Élaboration et validation d'une suite évolutive de modèles d'échangeurs géothermiques verticaux*. M.Sc.A., Polytechnique Montréal.
- Godefroy, V., Lecomte, C., Bernier, M., Douglas, M., & Armstrong, M. (2016). *Experimental Validation of a Thermal Resistance and Capacity Model for Geothermal Boreholes*. Communication présentée à ASHRAE winter conference, Orlando.
- Hellström, G. (1991). *Ground heat storage: thermal analyses of duct storage systems*. PhD, Université de Lund.
- Hern, S. A. (2004). *Design of an experimental facility for hybrid ground source heat pump systems*. M.Sc.A., Oklahoma State University.
- Ingersoll, L., & Plass, H. (1948). Theory of the ground pipe heat source for the heat pump. *ASHVE transactions*, 47(7), 339-348.

- Instruments, N. (2008). Operating Instructions and Specifications NI 9217. Tiré de <http://www.ni.com/pdf/manuals/374187c.pdf>
- Instruments, N. (2009). Operating Instructions and Specifications NI 9208. Tiré de <http://www.ni.com/pdf/manuals/375170a.pdf>
- Javed, S., & Spitler, J. D. (2016). 3 - Calculation of borehole thermal resistance A2 - Rees, Simon J. Dans *Advances in Ground-Source Heat Pump Systems* (p. 63-95): Woodhead Publishing.
- Jones, E., Oliphant, T., & Peterson, P. (2001). SciPy: Open source scientific tools for Python.
- Lamarche, L., & Beauchamp, B. (2007a). A new contribution to the finite line-source model for geothermal boreholes. *Energy and Buildings*, 39(2), 188-198. doi:<http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2006.06.003>
- Lamarche, L., & Beauchamp, B. (2007b). New solutions for the short-time analysis of geothermal vertical boreholes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(7), 1408-1419.
- Liu, X. (2005). *Development and experimental validation of simulation of hydronic snow melting systems for bridges*. M.Sc.A., Oklahoma State University.
- Marcotte, D., Pasquier, P., Sheriff, F., & Bernier, M. (2010). The importance of axial effects for borehole design of geothermal heat-pump systems. *Renewable Energy*, 35(4), 763-770.
- Pärisch, P., Mercker, O., Oberdorfer, P., Bertram, E., Tepe, R., & Rockendorf, G. (2015). Short-term experiments with borehole heat exchangers and model validation in TRNSYS. *Renewable Energy*, 74, 471-477.
- Pasquier, P., & Marcotte, D. (2012). Short-term simulation of ground heat exchanger with an improved TRCM. *Renewable energy*, 46, 92-99.
- Pasquier, P., & Marcotte, D. (2014). Joint use of quasi-3D response model and spectral method to simulate borehole heat exchanger. *Geothermics*, 51, 281-299.
- Philippe, M., Bernier, M., & Marchio, D. (2009). Validity ranges of three analytical solutions to heat transfer in the vicinity of single boreholes. *Geothermics*, 38(4), 407-413.
- PolyControls. (2015). Soumission #10211.

- Rees, S. J. (2015). An extended two-dimensional borehole heat exchanger model for simulation of short and medium timescale thermal response. *Renewable Energy*, 83, 518-526.
- Rees, S. J., & He, M. (2013). A three-dimensional numerical model of borehole heat exchanger heat transfer and fluid flow. *Geothermics*, 46, 1-13.
- Remund, C. P. (1999). Borehole thermal resistance: laboratory and field studies. *ASHRAE transactions*, 105, 439.
- Shirazi, A. S. (2012). *Transient Heat Transfer In Vertical Ground Heat Exchangers*. PhD, Polytechnique de Montréal.
- Shirazi, A. S., & Bernier, M. (2013). Thermal capacity effects in borehole ground heat exchangers. *Energy and Buildings*, 67, 352-364. doi:<http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.08.023>
- Spitler, J. D., & Bernier, M. (2016). 2 - Vertical borehole ground heat exchanger design methods A2 - Rees, Simon J. Dans *Advances in Ground-Source Heat Pump Systems* (p. 29-61): Woodhead Publishing.
- Sutton, M. G., Couvillion, R. J., Nutter, D. W., & Davis, R. K. (2002). An algorithm for approximating the performance of vertical bore heat exchangers installed in a stratified geological regime. *Ashrae Transactions*, 108, 177.
- Tarnawski, V. R., Momose, T., Leong, W. H., Boveseccchi, G., & Coppa, P. (2009). Thermal Conductivity of Standard Sands. Part I. Dry-State Conditions. *International Journal of Thermophysics*, 30(3), 949-968. doi:10.1007/s10765-009-0596-0
- Technology, F. (2007). “Smart” Turbine Meters Improve Flow Sensing Performance In The Aerospace Industry. Tiré de http://www.ftimeters.com/downloads/wp_aerospace_turbine_607.pdf
- Technology, F. (2008). FTO Turbine Flowmeter Installation, Operation and Maintenance Manual: Flow Technolofy inc.
- Technology, F. (2013). Linear LinK; Installation, Operation and Maintenance Manual Flow Technology inc.

- Wetter, M., & Huber, A. (1997). TRNSYS Type 451: Vertical Borehole Heat Exchanger EWS Model, Version 3.1-Model Description and Implementing into TRNSYS. *Transsolar GmbH, Stuttgart, Germany.*
- Yang, W., Shi, M., Liu, G., & Chen, Z. (2009). A two-region simulation model of vertical U-tube ground heat exchanger and its experimental verification. *Applied Energy*, 86(10), 2005-2012.
- Yang, Y., & Li, M. (2014). Short-time performance of composite-medium line-source model for predicting responses of ground heat exchangers with single U-shaped tube. *International Journal of Thermal Sciences*, 82, 130-137.
- Yavuzturk, C. (1999). *Modeling of vertical ground loop heat exchangers for ground source heat pump systems*. PhD, Oklahoma State University.
- Yavuzturk, C., & Spitler, J. D. (1999). *Short time step response factor model for vertical ground loop heat exchangers*. Communication présentée à ASHRAE Annual Meeting, June 18, 1999 - June 23, 1999, Seattle, WA, USA (vol. 105, p. PART 2/).
- Young, T. R. (2004). *Development, verification, and design analysis of the borehole fluid thermal mass model for approximating short term borehole thermal*. M.Sc.A., Oklahoma State University.
- Zarrella, A., Scarpa, M., & De Carli, M. (2011a). Short time step analysis of vertical ground-coupled heat exchangers: The approach of CaRM. *Renewable Energy*, 36(9), 2357-2367. doi:10.1016/j.renene.2011.01.032
- Zarrella, A., Scarpa, M., & De Carli, M. (2011b). Short time-step performances of coaxial and double U-tube borehole heat exchangers: Modeling and measurements. *HVAC and R Research*, 17(6), 959-976. doi:10.1080/10789669.2011.623501
- Zeng, H., Diao, N., & Fang, Z. (2002). A finite line-source model for boreholes in geothermal heat exchangers. *Heat Transfer—Asian Research*, 31(7), 558-567.
- Zeng, H., Diao, N., & Fang, Z. (2003). Heat transfer analysis of boreholes in vertical ground heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(23), 4467-4481.

ANNEXE A – ÉTALONNAGE ET INCERTITUDE EXPÉRIMENTALE

Cette annexe présente la méthodologie utilisée pour l'étalonnage des thermocouples, des résistances au platine (RTD) et des débitmètres ainsi que les résultats obtenus.

La chaîne de mesure utilisée lors de l'étalonnage est la même que celle utilisée lors des essais sur le puits géothermique présenté au Chapitre 2.

A.1 Thermocouples

L'étalonnage des thermocouples s'est fait en utilisant le bain thermostable de marque LAUDA modèle PROLINE RP 845. Une sonde de résistance au platine (Guildine Digital Platinum Resistance Thermometer 9540 version B) est utilisée comme sonde de référence lors de l'étalonnage des thermocouples. Cette sonde ne peut pas être connectée au système d'acquisition de donnée, la température mesurée par celle-ci lors de l'étalonnage est donc prise manuellement à chaque trente secondes.

L'étalonnage des 41 thermocouples du montage a été réalisé à l'intérieur d'un bain thermostable contenant de l'eau déminéralisée. L'étalonnage a été réalisé en deux étapes. Les thermocouples 1 à 33 ont été étalonnés séparément des thermocouples 34 à 41. La Figure A-1 montre l'assemblage utilisé pour les thermocouples 1 à 33. Un cylindre de cuivre de 10 cm de hauteur et 7,1 cm de diamètre est inséré à l'intérieur du bain. La sonde à résistance au platine est insérée au centre du cylindre. La masse thermique du cylindre de cuivre permet d'atténuer les fluctuations de température qui pourraient se produire à l'intérieur du bain. Tel que montré à la Figure A-2, l'étalonnage des thermocouples de surface (34 à 41) a été réalisé en collant, avec du ruban adhésif, les thermocouples sur la face latérale du cylindre de cuivre. Le tout est introduit à l'intérieur d'un sac en plastique imperméable permettant de garder les thermocouples au sec lorsque l'ensemble est plongé dans l'eau du bain, voir Figure A-3.

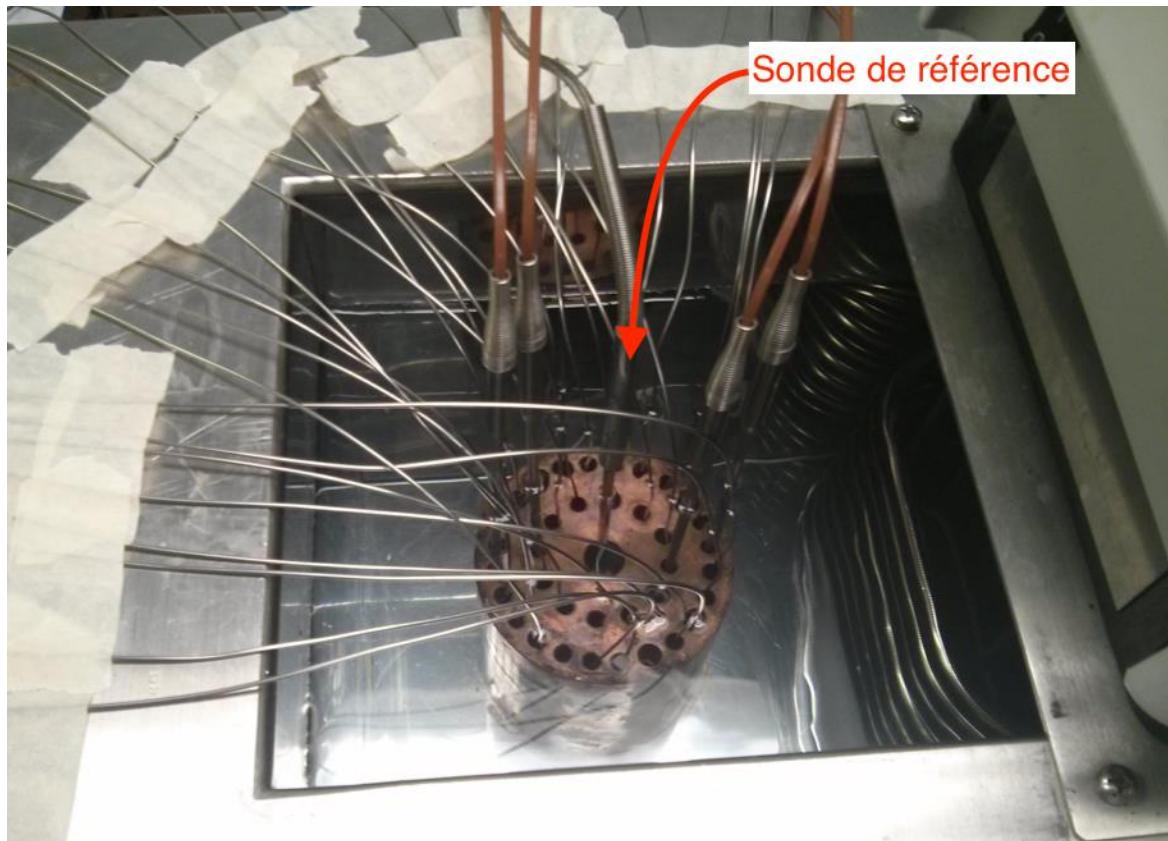


Figure A-1 : Étalonnage des thermocouples no. 1 à 33 à l'intérieur du bain thermostable



Figure A-2 : Cylindre de cuivre avec thermocouples de surface no. 34 à 41



Figure A-3 : Cylindre de cuivre contenu dans un sac de plastique et immergé dans le bain.

L'étalonnage des thermocouples est réalisé entre 5 °C à 85 °C avec des incrément de 5 °C pour les thermocouples 1 à 33 et avec des incrément de 10 °C pour les thermocouples 34 à 41. Les mesures pour chacun des paliers sont réalisées en deux étapes. Premièrement, la stabilité de la température de l'eau du bain est vérifiée par une évaluation visuelle de l'évolution des températures mesurées par les thermocouples et par la sonde de référence au platine sur une période de cinq minutes. Lorsque les températures mesurées par les thermocouples et par la sonde au platine sont stables pendant la totalité de cette période de temps, il est pris pour acquis que la température de l'eau à l'intérieur du bain et la température du cylindre de cuivre est uniforme et stable. Aucune température n'est enregistrée lors de cette étape de stabilisation.

Deuxièmement, lorsque la première étape est vérifiée, l'enregistrement des températures mesurées par les thermocouples et par la sonde de référence est mis en marche pour une période de 5 minutes. La durée de la période d'enregistrement des données a été choisie afin d'être en mesure d'identifier une perturbation de la température de l'eau ou l'apparition d'un problème quelconque sur la chaîne de mesure lors du post-traitement des données.

La fréquence d'échantillonnage est de 1.2 seconde, cela équivaut donc à 250 mesures de température par thermocouple par palier. L'écart type des 250 mesures pour chacun des thermocouples est utilisé comme indicateur pour évaluer la présence d'une perturbation de température. L'écart type maximal obtenu en combinant celle de chaque série de mesure réalisée par chacun des thermocouples et ce pour chacun des paliers de température, est de ± 0.008 °C. Cette faible valeur indique qu'aucune perturbation de température ne s'est produite lors des prises de mesure pour la totalité des paliers.

La Figure A-4 contient la totalité des mesures réalisées par chacun des thermocouples pour chacun des paliers. Il y a donc 165 000 points de mesure sur la Figure A-4. Tel que montré sur ce graphique, aucune mesure ne s'éloigne de la droite de concordance parfaite. Donc aucun thermocouple n'a eu un comportement anormal lors de l'étalonnage.

Une fonction de correction propre à chacun des thermocouples permet de corriger la température lue par le thermocouple en fonction de la température lue par la sonde de référence lors de l'étalonnage. Cette technique permet de réduire l'incertitude sur les températures mesurées par les thermocouples. Le comportement linéaire des thermocouples, illustrés à la Figure A-4, indique qu'un polynôme de correction de degré 1 est suffisant pour la totalité des thermocouples.

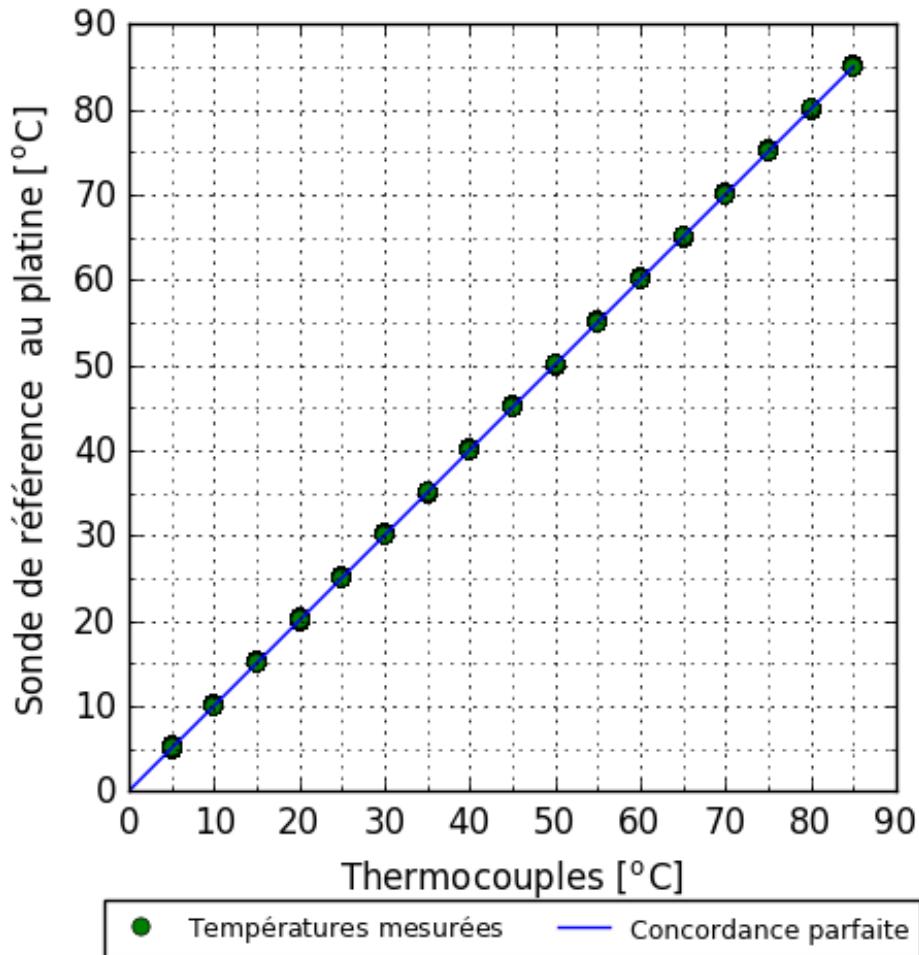


Figure A-4 : Températures mesurées par la sonde de référence au platine en fonction de la température mesurées par les thermocouples

Pour chacun des thermocouples utilisés, la fonction de correction de degré 1 est obtenue à l'aide de la méthode des moindres carrés. Cette correction est donnée par l'équation A.1.

$$T_{corr_i} = a_{0i} + T_{tc_i} \times a_{1i} \quad A.1$$

- a_{j_i} : coefficients du polynôme de correction pour le thermocouple i
- T_{tc_i} : température mesurée par le thermocouple i
- T_{corr_i} : température corrigée du thermocouple i

Pour chacun des paliers d'étalonnage et pour chacun des thermocouples, la totalité des températures mesurées est utilisées comme variable indépendante et les mesures réalisées par la sonde de référence pour tous les plateaux de température sont utilisées comme variable dépendante. Le Tableau A-1 contient les coefficients de la fonction de correction pour chacun des thermocouples obtenu à l'aide de la méthode des moindres carrés. Les valeurs de a_{1i} sont très près de 1 confirmant le comportement linéaire des thermocouples.

Tableau A-1 : Coefficients des polynômes de correction

Nom de référence	No. de thermocouple	$T_{corr_i} = a_0 + T_{tc_i} \times a_1$	
		a_1	a_0
T40U1	1	1.000	-0.152
T40U2	2	1.000	-0.135
T40U3	3	1.000	-0.194
T40U4	4	1.000	-0.145
T40U5	5	1.000	-0.075
T40U6	6	1.000	-0.191
T40U7	7	1.001	-0.174
T40U8	8	1.001	-0.239
T40U9	9	1.000	-0.168
T40U10	10	1.000	-0.085
T40U11	11	1.001	-0.229
T40U12	12	1.000	-0.168
T40U13	13	1.000	-0.077
T40U14	14	1.000	-0.179
T40U15	15	1.000	-0.105
T40U16	16	1.000	-0.020
T40U17	17	1.000	-0.237
T40U18	18	1.000	-0.221
T40U19	19	1.000	-0.264
T40U20	20	1.000	-0.198
T40U21	21	1.000	-0.124
T40U22	22	1.001	-0.262
T40U23	23	1.000	-0.211
T40U24	24	1.001	-0.280
T40U25	25	1.000	-0.249
T40U26	26	1.000	-0.170
T40U27	27	1.001	-0.272
T40U28	28	1.001	-0.227
T40U29	29	1.000	-0.148
TC1R1	30	1.001	-0.117
TC2R1	31	1.001	-0.072
TC3R1	32	1.000	0.026
TC4R1	33	1.000	-0.075
TSS01	34	1.000	0.033
TSS02	35	0.998	0.174
TSS03	36	0.999	-0.010
TSS04	37	0.998	0.046
TSS05	38	0.997	0.103
TSS06	39	0.997	0.167
TSS07	40	0.998	0.023
TSS08	41	1.000	0.034
	Max	1.001	0.174
	Min	0.997	-0.280
	Moyenne	1.000	-0.119

A.1.1 Analyse d'incertitude :

1. Incertitude aléatoire des thermocouples (U_1) :

L'incertitude aléatoire de chaque thermocouple est obtenue en multipliant par deux l'écart type de l'échantillon de mesure pour chacun des paliers de température. Le double de l'écart type correspond aux bornes supérieures et inférieures d'un intervalle de confiance de 95% (Figliola & Beasley, 2011). Pour chacun des thermocouples, les écarts types de chacun des paliers sont comparés entre eux et la valeur maximale obtenue est utilisée comme incertitude aléatoire de ce thermocouple.

2. Incertitude du polynôme de correction (U_2) :

Elle représente l'écart absolu maximal entre les températures mesurées corrigées par le polynôme de correction et la température de référence correspondant à chacune des mesures de thermocouple. Cette valeur est considérée comme l'incertitude systématique du thermocouple lui correspondant.

3. Incertitude sur la température de l'eau contenue dans le bain thermostable (U_3)

L'incertitude de la sonde de référence utilisée pour mesurer l'eau contenue dans le bain est de ± 0.21 °C. Cette incertitude provient du certificat d'étalonnage de la sonde de référence.

4. Incertitude globale des thermocouples

L'incertitude globale U_{tc} des thermocouples est approximée en utilisant l'équation de propagation de l'incertitude :

$$U_{tc} = \sqrt{U_1^2 + U_2^2 + U_3^2} \quad \text{A.2}$$

Le Tableau A-2 contient les détails du calcul des incertitudes pour chacun des thermocouples.

Tableau A-2 : Détails du calcul de l'incertitude des thermocouples

Nom de référence	No. de thermocouple (i)	U ₁	U ₂	U ₃	Incertitude globale [C]
T40U1	1	0.015	0.053	0.21	±0.217
T40U2	2	0.014	0.049	0.21	±0.216
T40U3	3	0.015	0.048	0.21	±0.216
T40U4	4	0.015	0.049	0.21	±0.216
T40U5	5	0.015	0.048	0.21	±0.216
T40U6	6	0.014	0.058	0.21	±0.218
T40U7	7	0.015	0.057	0.21	±0.218
T40U8	8	0.015	0.066	0.21	±0.221
T40U9	9	0.015	0.051	0.21	±0.217
T40U10	10	0.015	0.045	0.21	±0.215
T40U11	11	0.015	0.068	0.21	±0.221
T40U12	12	0.014	0.052	0.21	±0.217
T40U13	13	0.014	0.049	0.21	±0.216
T40U14	14	0.015	0.052	0.21	±0.217
T40U15	15	0.015	0.047	0.21	±0.216
T40U16	16	0.014	0.043	0.21	±0.215
T40U17	17	0.015	0.054	0.21	±0.217
T40U18	18	0.015	0.049	0.21	±0.216
T40U19	19	0.015	0.055	0.21	±0.218
T40U20	20	0.015	0.049	0.21	±0.216
T40U21	21	0.015	0.047	0.21	±0.216
T40U22	22	0.015	0.057	0.21	±0.218
T40U23	23	0.015	0.045	0.21	±0.215
T40U24	24	0.015	0.062	0.21	±0.219
T40U25	25	0.015	0.053	0.21	±0.217
T40U26	26	0.015	0.046	0.21	±0.216
T40U27	27	0.015	0.070	0.21	±0.222
T40U28	28	0.014	0.062	0.21	±0.220
T40U29	29	0.015	0.044	0.21	±0.215
TC1R1	30	0.014	0.070	0.21	±0.222
TC2R1	31	0.014	0.056	0.21	±0.218
TC3R1	32	0.015	0.053	0.21	±0.217
TC4R1	33	0.015	0.066	0.21	±0.221
TSS01	34	0.014	0.096	0.21	±0.231
TSS02	35	0.014	0.104	0.21	±0.235
TSS03	36	0.014	0.116	0.21	±0.240
TSS04	37	0.014	0.101	0.21	±0.234
TSS05	38	0.015	0.099	0.21	±0.233
TSS06	39	0.014	0.090	0.21	±0.229
TSS07	40	0.015	0.118	0.21	±0.241
TSS08	41	0.014	0.087	0.21	±0.228
	Max	0.02	0.12	0.21	0.24
	Min	0.00	0.04	0.21	0.21
	Moyenne	0.01	0.06	0.21	0.22

La Figure A-5 représente l'incertitude globale de l'ensemble des 41 thermocouples. L'incertitude de la sonde de référence, qui est de $\pm 0.21^{\circ}\text{C}$, est approximativement dix fois plus grande que l'incertitude U_1 et deux à trois fois plus grande que l'incertitude U_2 . Cette différence fait de la sonde de référence le facteur ayant le plus grand impact sur l'incertitude des thermocouples. Le faible

impact de U_2 sur la valeur de l'incertitude globale permet de confirmer que l'utilisation d'un polynôme de correction de degré 1 est adéquate. Il peut être remarqué que l'incertitude globale des thermocouples 34 à 41 est légèrement plus élevée que l'incertitude des thermocouples 1 à 33, voir Tableau A-2. Cela peut être expliqué par le fait que l'incertitude de la fonction de correction, U_2 , est plus élevée pour les thermocouples 34 à 41. Néanmoins, cela est jugée acceptable. Une incertitude de $\pm 0,25$ °C est alors utilisée pour chacun des thermocouples.

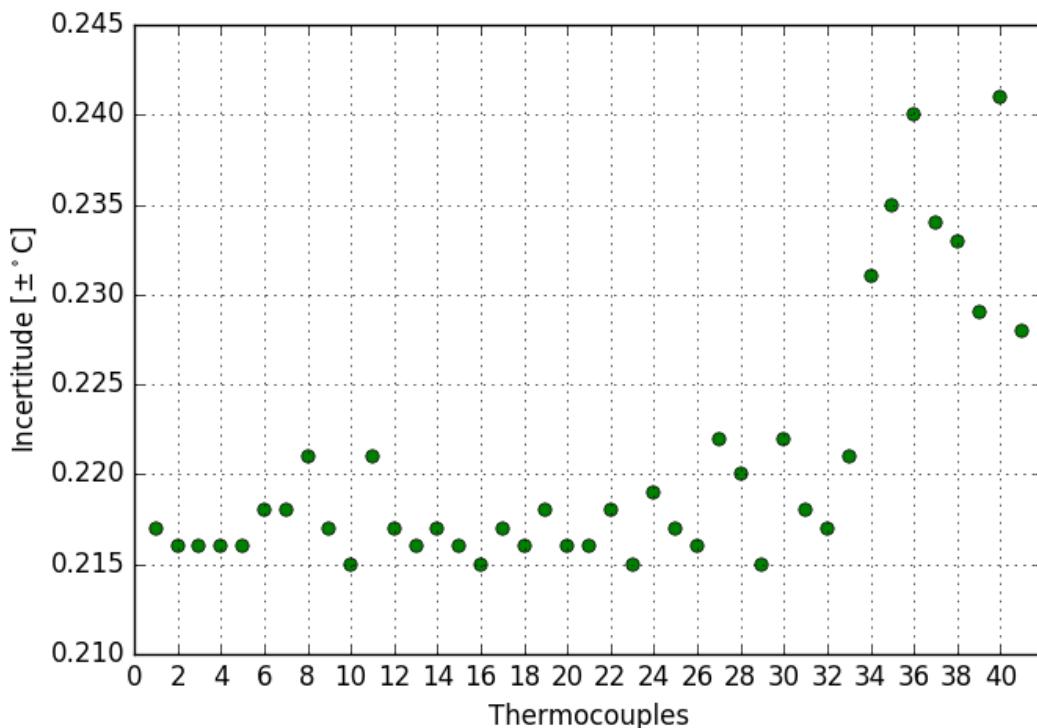


Figure A-5 : Incertitude calculée pour chacun des thermocouples

A.2 RTD

Aucun polynôme de correction n'a été calculé pour diminuer l'incertitude des RTD car la sonde de référence ne possédait pas une incertitude suffisamment faible pour faire une telle correction. Selon la documentation de National Instruments (Instruments, 2008), l'incertitude de la carte d'acquisition utilisée pour les RTD en mode haute résolution est de $\pm 0,15$ °C. Cette incertitude est valide pour une plage de mesure allant de -200 °C à 150 °C et prend en compte le bruit pouvant affecter le signal provenant des RTD analysé par la carte d'acquisition. Pour s'assurer qu'une

incertitude de ± 0.15 °C peut être utilisée, une comparaison entre les mesures effectuées par les RTD, la sonde de référence au platine et la sonde interne au bain thermostable a été effectuée.

Les RTD et la sonde de référence ont été insérés à l'intérieur du même cylindre de cuivre qui a été utilisé pour l'étalonnage des thermocouples. Le tout est plongé dans le bain thermostatique aussi utilisé lors de la calibration des thermocouples.

Avant de débuter l'enregistrement des mesures de température prise par les RTD, l'évolution des températures est observée durant cinq minutes. Si ces températures sont constantes, alors l'enregistrement des températures est mis en marche pour une durée de deux minutes. Cette durée d'enregistrement a été jugée satisfaisante pour être en mesure d'identifier une perturbation de la température de l'eau ou un problème quelconque relié à la chaîne d'acquisition de données. Avec une fréquence d'échantillon de 1.2 seconde, cela représente cent mesures de température par RTD pour chacun des paliers. Les paliers de températures se situent entre 15 °C à 75 °C avec des incrément de 15 °C.

Les résultats de l'étalonnage sont donnés à la Figure A-6. Pour chacun des cinq plateaux de température, la moyenne des températures mesurées de chacun des RTD est affichée ainsi que la moyenne des températures mesurées par la sonde de référence et la moyenne de température de la sonde interne au bain thermostable. Il est à noter que la moyenne des mesures de la sonde de référence et de la sonde interne au bain ont la même valeur pour le test à 30°C.

Le bon accord entre les moyennes de température des RTD et la température lue par la sonde de référence permet de conclure que tous les RTD fonctionnent correctement et que l'incertitude de ± 0.15 °C qui leur est associé est adéquate.

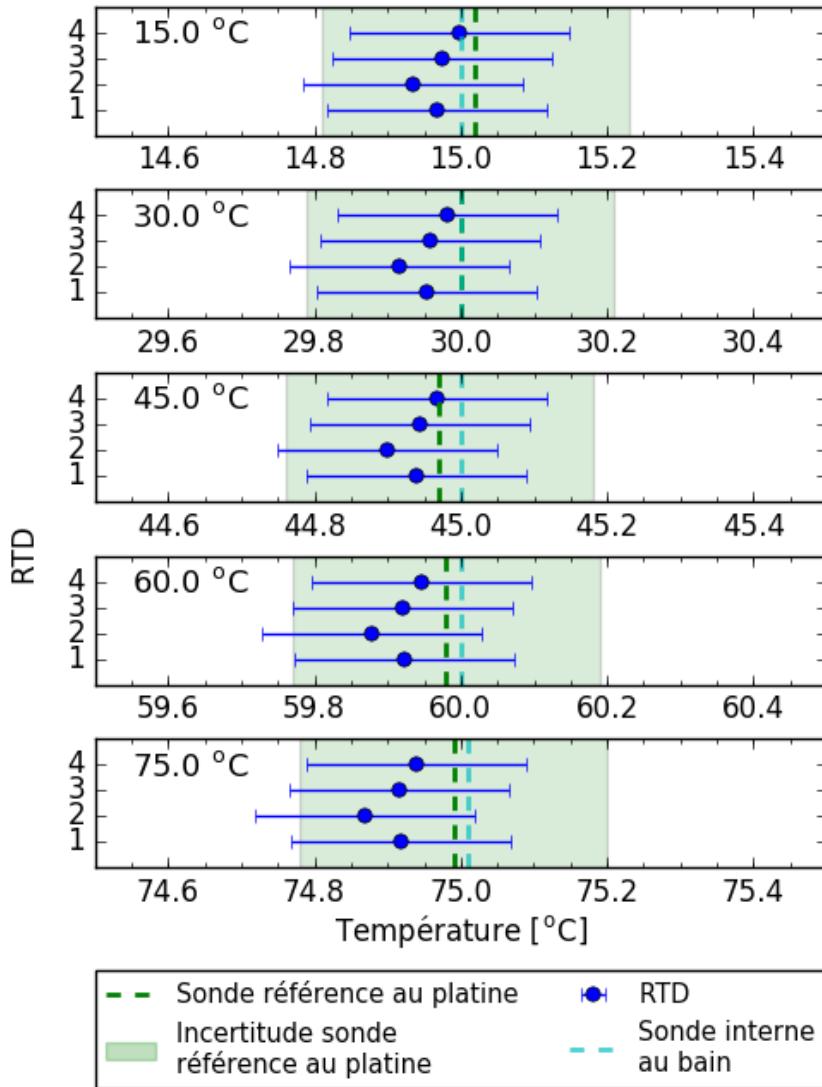


Figure A-6 : Moyenne des mesures de chacun des RTD pour chacun des plateaux de température

A.3 Débitmètres

L'étalonnage des débitmètres a été réalisé par le manufacturier, soit la compagnie Flow Technology. Il consiste à faire circuler différents débits d'eau connue à une température connue et de mesurer la fréquence émise par les débitmètres pour chaque débit. L'étalonnage a été réalisé avec dix points de mesure allant de 35 ml/min à 1570 ml/min. Pour chacun des débits testés lors de l'étalonnage, les facteurs K de chacun des débitmètres peuvent être déterminés à l'aide de l'équation A.3. Chaque débitmètre est connecté à un transmetteur électronique dans lequel les mesures réalisées lors de l'étalonnage ont été préprogrammés.

$$Q_a = \frac{f}{K} \times C \quad \text{A.3}$$

- Q_a : débit volumétrique d'eau [mL/min]
- f : fréquence émise par le débitmètre [Hz]
- K : facteur K [1/mL]
- C : facteur de conversion, valeur de 60 [s/min]

Les tableaux Tableau A-3 et Tableau A-4 contiennent les valeurs mesurées par le manufacturier lors de la calibration.

Tableau A-3 : Données de calibration pour le débitmètre du réseau 1 (no. d'identification :

150320M42209)

T = 23.9 °C (75 °F) ; $\nu = 0.9246$ cSt			
f	\dot{V}	K	$\frac{f}{\nu}$
Hz	mL/min	1/mL	Hz/cSt
1389.659	1566.5912	53.224	1503.299
896.197	1027.737	52.231	969.661
573.647	681.1608	50.53	620.384
359.926	444.5928	48.574	389.185
230.672	294.8282	46.944	249.41
146.08	193.9741	45.185	157.981
92.299	127.9945	43.267	99.809
58.892	85.1149	41.514	63.697
35.887	55.6534	38.69	38.806
21.297	35.9407	35.554	23.032

Tableau A-4 : Données de calibration pour le débitmètre du réseau 2 (no. d'identification : 150320M42208)

$T = 23.9 \text{ }^{\circ}\text{C} (75 \text{ }^{\circ}\text{F}) ; \nu = 0.9213 \text{ cSt}$			
f	\dot{V}	K	$\frac{f}{\nu}$
Hz	mL/min	1/mL	Hz/cSt
1367.338	1569.7708	52.263	1484.644
875.669	1026.916	51.163	950.366
566.133	682.09	49.8	614.62
352.607	443.03	47.754	382.933
226.401	294.58	46.113	245.928
144.853	194.63	44.654	157.336
91.466	128.01	42.871	99.373
56.203	82.98	40.638	60.916
34.334	56.53	36.441	37.231
19.258	36.27	31.861	20.884

A.3.1 Analyse d'incertitude

L'incertitude du matériel présent dans la chaîne de mesure des débitmètres est exposée au Tableau A-5. Les thermocouples utilisés pour déterminer la température du fluide (T_{fluide}) sont collés à la paroi extérieure des tuyaux de cuivre immédiatement après les débitmètres. Du ruban adhésif thermiquement conducteur a été utilisé pour fixer les thermocouples. Un isolant a été installé sur les thermocouples permettant ainsi de limiter les pertes de chaleur et donc de rapprocher la mesure de température lue par les thermocouples de la température réelle du fluide passant à l'intérieur des débitmètres. Puisque ces thermocouples n'ont pas été étalonnés et que la température mesurée est celle de la paroi des tuyaux de cuivre, une incertitude de $\pm 1^{\circ}\text{C}$ sur la température du fluide a été jugée acceptable.

Tableau A-5 : Incertitude du matériel permettant la mesure du débit d'eau

Matériels	Incertitude
Débitmètres	$U_4 : \pm 0,25\%$ de la lecture (PolyControls, 2015) Cela prend en compte l'incertitude liée à l'étalonnage, la fidélité et la linéarité.
Transmetteurs électroniques	$U_5 : \pm 0,1\%$ de l'échelle (PolyControls, 2015) L'échelle étant de 20 mA.
Carte d'acquisition	U_6 (Incertitude systématique) : $\pm 0,04\%$ de l'échelle (Instruments, 2009) L'échelle étant de 22 mA.
	U_7 (Incertitude de gain) : $\pm 0,76\%$ de la mesure (Instruments, 2009)
Thermocouples de type T	$U_{T_{fluid}} : \pm 1^\circ\text{C}$

Pour calculer l'incertitude sur le débit d'eau, il faut d'abord calculer l'incertitude globale du signal mesuré par la carte d'acquisition qui est obtenue à l'aide de l'équation de propagation d'incertitude A.4, où U'_4 est l'incertitude du débitmètre (U_4) convertie en mA. Les incertitudes calculées se trouvent au Tableau A-6.

$$U_{FI} = \sqrt{U'^2_4 + U^2_5 + U^2_6 + U^2_7} \quad \text{A.4}$$

Tableau A-6 : Incertitude de lecture du signal

\dot{V}'	Fl_{sortie}	U_4	U_4'	U_5	U_6	U_7	U_{FI}	
mL/min	mA	mL/min	mA	mA	mA	mA	mA	%
0	4.00	0.00	0.00	0.02	0.03	0.01	0.04	0.94%
100	5.06	0.25	0.00	0.02	0.04	0.01	0.04	0.88%
200	6.11	0.50	0.01	0.02	0.05	0.01	0.05	0.84%
300	7.17	0.75	0.01	0.02	0.05	0.01	0.06	0.83%
400	8.23	1.00	0.01	0.02	0.06	0.01	0.07	0.82%
500	9.28	1.25	0.01	0.02	0.07	0.01	0.08	0.81%
600	10.34	1.50	0.02	0.02	0.08	0.01	0.08	0.80%
700	11.40	1.75	0.02	0.02	0.09	0.01	0.09	0.80%
800	12.45	2.00	0.02	0.02	0.09	0.01	0.10	0.80%
900	13.51	2.25	0.02	0.02	0.10	0.01	0.11	0.80%
1000	14.57	2.50	0.03	0.02	0.11	0.01	0.12	0.80%
1100	15.62	2.75	0.03	0.02	0.12	0.01	0.12	0.79%
1200	16.68	3.00	0.03	0.02	0.13	0.01	0.13	0.79%
1300	17.74	3.25	0.03	0.02	0.13	0.01	0.14	0.79%
1400	18.80	3.50	0.04	0.02	0.14	0.01	0.15	0.79%
1500	19.85	3.75	0.04	0.02	0.15	0.01	0.16	0.79%

Ensuite, l'incertitude sur la valeur calculée de \dot{V} , qui est le débit volumique obtenu en corrigeant \dot{V}' , est obtenue à l'aide de la propagation d'incertitude utilisant les dérivées partielles, voir équation A.5. Le faible impact de $U_{T_{fluide}}$ sur $U_{\dot{V}}$ peut être constaté au Tableau A-7 qui montre de façon explicite le calcul de $U_{\dot{V}}$.

$$U_{\dot{V}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{V}}{\partial FI} \times U_{FI}(t)\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{V}}{\partial T_{fluide}} \times U_{T_{fluide}}\right)^2} \quad A.5$$

Tableau A-7 : Exemple de calcul de $U_{\dot{V}}$ à une température de l'eau à 25°C

\dot{V}	$\frac{\partial \dot{V}}{\partial FI} \times U_{FI}$	$\frac{\partial \dot{V}}{\partial T_{fluide}} \times U_{T_{fluide}}$	$U_{\dot{V}}$
mL/min	mL/min	mL/min	± mL/min
70.0	3.4	0.3	3.4
1470.0	13.95	2.6	14.2

Pour différentes températures d'opération, l'incertitude relative des débitmètres est montrée à la Figure A-7. Une analyse de cette figure permet de conclure que l'influence de la température du

fluide passant à l'intérieur des débitmètres sur l'incertitude de mesure de ces derniers est négligeable car la température du fluide n'apporte aucune irrégularité sur l'évolution de l'incertitude en fonction du débit.

Suite aux tests de vérification du débitmètre décrit à la section A.3.2, une incertitude minimale de $\pm 1.7\%$ est utilisée pour les mesures de débit. C'est-à-dire qu'une incertitude de $\pm 1.7\%$ sera utilisée même si la méthode de propagation d'incertitude décrite précédemment aboutit à une incertitude plus petite que $\pm 1.7\%$. Une ligne représentant l'incertitude minimum se trouve sur la Figure A-7.

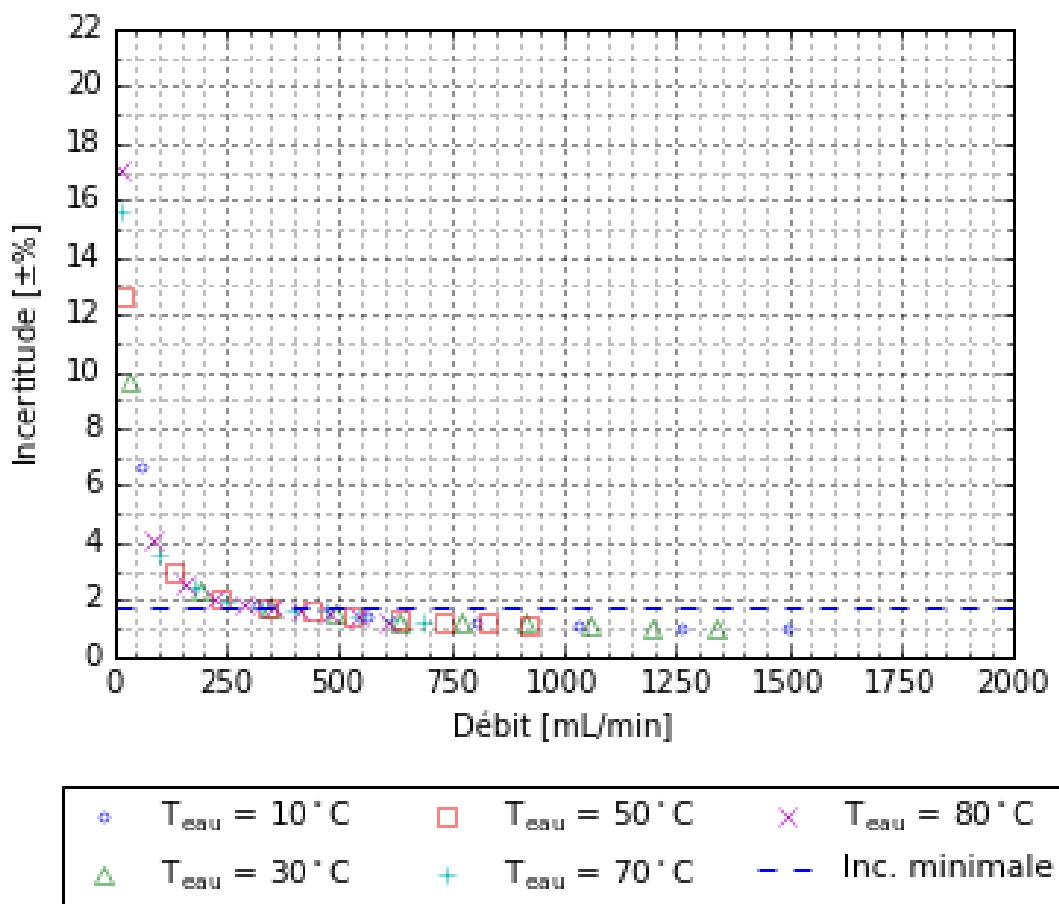


Figure A-7 : Incertitude relative des débitmètres pour plusieurs températures d'opération

Pour référence, le Tableau A-8 contient les valeurs de U_V pour une température de 25°C en incluant l'incertitude minimale de $\pm 1.7\%$.

Tableau A-8 : Incertitude de mesure des débitmètres pour une température de l'eau à 25°C

\dot{V}	$U_{\dot{V}}$	
	±	%
mL/min	mL/min	-
70	3.4	4.9%
170	4.5	2.6%
270	5.5	2.0%
370	6.3	1.7%
470	8.0	1.7%
570	9.7	1.7%
670	11.4	1.7%
770	13.1	1.7%
870	14.8	1.7%
970	16.5	1.7%
1070	18.2	1.7%
1170	19.9	1.7%
1270	21.6	1.7%
1370	23.3	1.7%
1470	25.0	1.7%

A.3.2 Vérification du fonctionnement des débitmètres

Pour s'assurer du bon fonctionnement des débitmètres, les deux débitmètres utilisés ont été testés en faisant passer un débit d'eau constant à l'intérieur de ceux-ci pendant une période de temps. À l'aide des mesures de débit volumique (\dot{V}) et de température réalisées durant cette période de temps, la masse totale de l'eau ayant circulé à l'intérieur du débitmètre ($m_{débitmètre}$) est calculé à l'aide des équations A.6 à A.9. La densité de l'eau est calculée à chacun des pas de temps à l'aide de T_{fluide} mesurée par le thermocouple positionné en aval du débitmètre testé.

L'incertitude de $m_{débitmètre}$ ($U_{m_{débitmètre}}$) est calculée avec la méthode présentée en 0

Lors de ces tests, l'eau passant à l'intérieur du débitmètre est déversée à l'intérieur d'un contenant qui est préalablement déposé sur une balance précise au centième de gramme. La masse de l'eau ($m_{balance}$) pourra ensuite être mesurée. En dehors des temps t_1 et t_2 (voir Figure A-9 pour plus de détails) aucun débit ne circule à l'intérieur du débitmètre et aucun débit n'a été déversé à

l'intérieur du contenant. Si $m_{balance}$ se trouve à l'intérieur des bornes d'incertitude de $m_{débitmètre}$ alors il peut être conclu que tout le processus de mesure de débit et de calcul d'incertitude sur le débit mesuré est valide. Plusieurs tests ont été effectués sur les deux débitmètres avec des débits allant de 200 ml/min à 970 ml/min et des températures de fluide d'approximativement 23°C, 45°C et 70°C. Pour s'assurer de la répétabilité des tests, chaque condition de test a été testée à deux reprises.

$$\rho(t) = f(T_{fluide}(t)) \quad \text{A.6}$$

$$\dot{V}(t) = f(T_{fluide}(t), FI(t)) \quad \text{A.7}$$

$$\dot{m}(t) = \dot{V}(t) \cdot \rho(t) \quad \text{A.8}$$

$$m_{débitmètre} = \int_{t_1}^{t_2} \dot{m}(t) dt \quad \text{A.9}$$

$$U_{\dot{m}}(t) = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}(t)}{\partial FI(t)} \times U_{FI}(t) \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}(t)}{\partial T_{fluide}(t)} \times U_{T_{fluide}} \right)^2} \quad \text{A.10}$$

$$U_{m_{débitmètre}} = \int_{t_1}^{t_2} U_{\dot{m}}(t) dt \quad \text{A.11}$$

À l'intérieur des équations A.6 à A.11, t représente le temps et ρ représente la densité du fluide.

La densité de l'eau (g/ml) est obtenue avec un polynôme de degré 6 selon la structure de l'équation A.12 en utilisant la température (°C) comme variable indépendante. Le Tableau A-9 contient les coefficients du polynôme. Ce polynôme est illustré à la Figure A-8.

$$\rho(x) = a_0 + a_1x + a_2x^2 + a_3x^3 + a_4x^4 + a_5x^5 + a_6x^6 \quad \text{A.12}$$

Tableau A-9 : Coefficients du polynôme pour calculer la densité de l'eau

Coefficients	Valeurs
a_0	0.9997913
a_1	0.7558067E-04
a_2	-0.9484368E-05
a_3	0.1031286E-06
a_4	-0.1032326 E-08
a_5	0.6238925E-11
a_6	-0.164236E-13

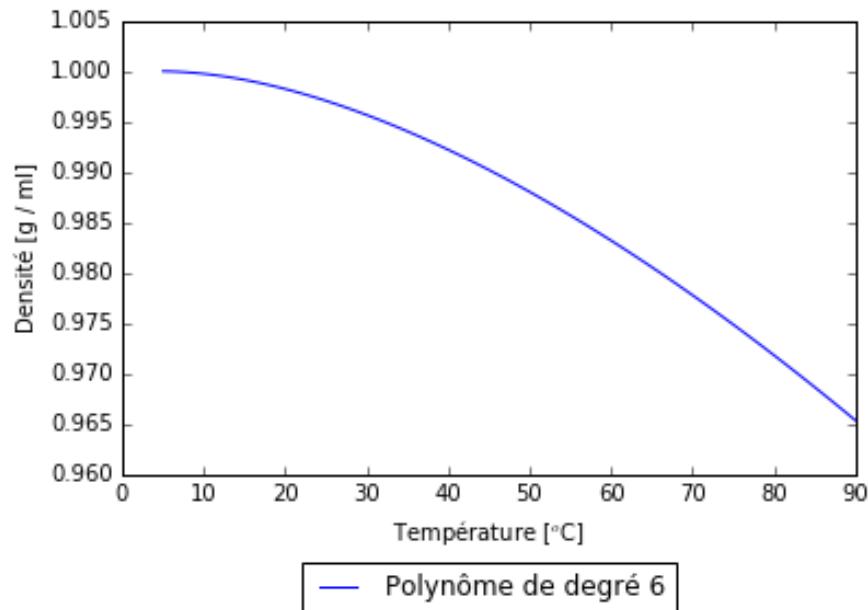


Figure A-8 : Densité de l'eau en fonction de la température

La Figure A-9 représente un test typique de débitmètre. La fréquence d'échantillonnage du signal de sortie du transmetteur électronique est de 0.01 seconde.

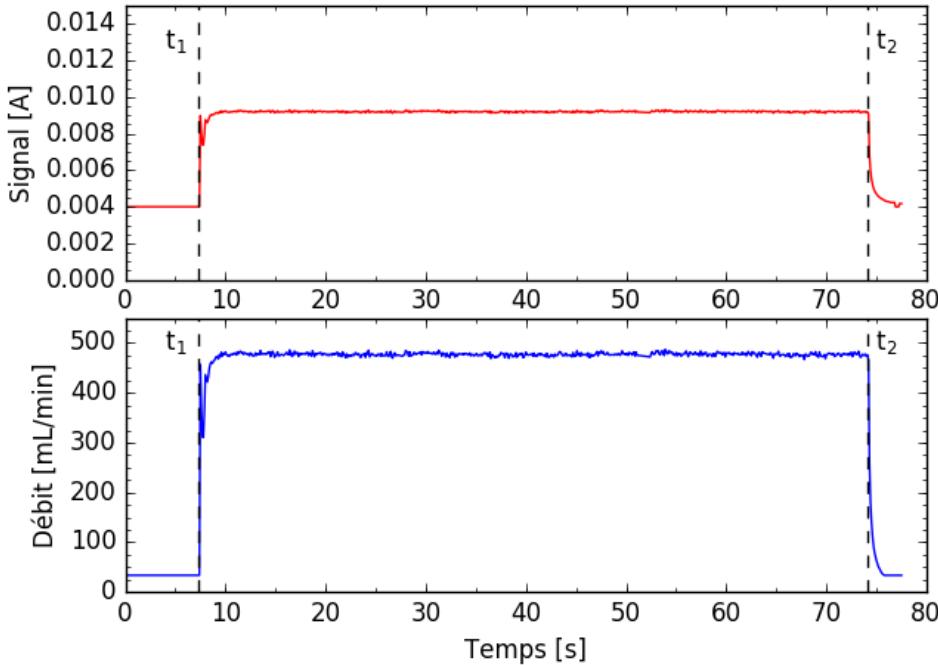


Figure A-9 : Test typique d'un débitmètre

La Figure A-10 présente les résultats des tests de fonctionnement pour les deux débitmètres. Les valeurs « Écart [%] » correspondent au pourcentage d'écart entre les calculs de $m_{débitmètre}$ et $m'_{débitmètre}$ par rapport à la mesure de la masse de l'eau réalisée à l'aide de la balance (voir équation A.13). Les résultats de calcul identifié par $m'_{débitmètre}$ représentent, pour chacun des tests, la masse d'eau ayant circulé à l'intérieur du débitmètre qui a été calculée en utilisant directement la lecture des débitmètres sans appliquer de correction en fonction de la température, c'est-à-dire en utilisant directement \dot{V}' comme débit volumique. L'illustration des valeurs de $m'_{débitmètre}$ permettent de constater visuellement l'importance de la correction de \dot{V}' en fonction de la température du fluide lorsque la température de celui-ci diffère grandement de la température de calibration. Pour chacun des essais effectués, le débit moyen mesuré de l'eau circulant à l'intérieur du débitmètre se trouve aussi sur cette figure. Les tableaux Tableau A-10 et

Tableau A-11, qui contiennent les résultats détaillés des tests effectués pour les réseaux 1 et 2, ont été insérés pour référence. Chacun des essais avait une durée approximative entre 60 et 90 s.

$$\text{Écart [%]} = \frac{m_{débitmètre} - m_{balance}}{m_{balance}} \quad \text{A.13}$$

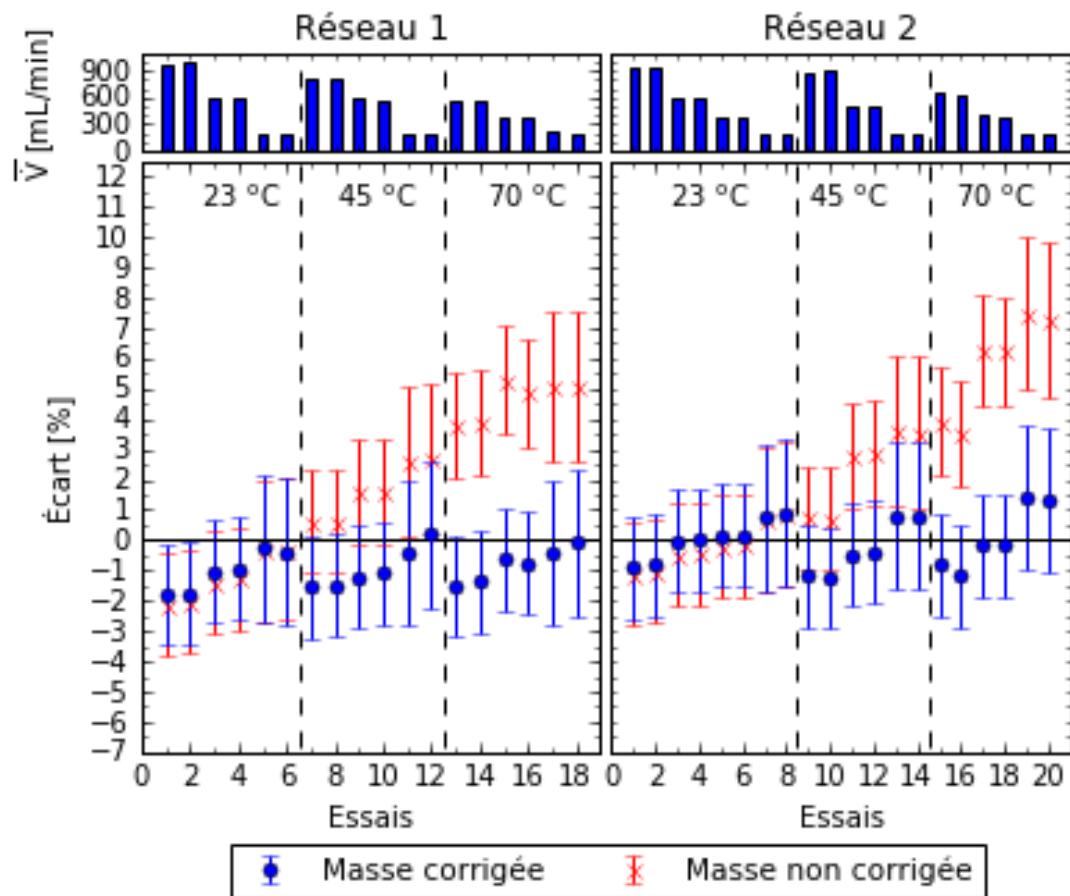


Figure A-10 : Résultats des tests des deux débitmètres; Écarts relatifs

Tableau A-10 : Résultats des tests pour le débitmètre du Réseau 1

Essai s	Débit moyen	\overline{T}_{fluide}	Échantillonnag e	Durée	Masse Balance		Masse corrigée		Masse corrigée			
					ml/mi n	C	S	S	g	\pm	g	\pm g
1	974	23	0.1	58.1	961.85	± 0.01	941.4	± 16.0	$\pm 1.7\%$	944.5	± 16.1	$\pm 1.7\%$
2	979	23	0.1	56.7	942.85	± 0.01	923.6	± 15.7	$\pm 1.7\%$	926.3	± 15.7	$\pm 1.7\%$
3	590	24	0.1	97.6	970.13	± 0.01	956.5	± 16.3	$\pm 1.7\%$	960.0	± 16.3	$\pm 1.7\%$
4	587	24	0.1	93.7	926.39	± 0.01	914.5	± 15.5	$\pm 1.7\%$	917.6	± 15.6	$\pm 1.7\%$
5	203	24	0.1	89.1	300.89	± 0.01	299.8	± 7.1	$\pm 2.4\%$	300.1	± 7.3	$\pm 2.4\%$
6	202	25	0.1	55.7	187.25	± 0.01	186.7	± 4.4	$\pm 2.4\%$	186.5	± 4.5	$\pm 2.4\%$
7	809	44	0.1	71.3	946.97	± 0.01	952.8	± 16.2	$\pm 1.7\%$	932.2	± 15.9	$\pm 1.7\%$
8	808	43	0.1	63.4	841.50	± 0.01	846.8	± 14.4	$\pm 1.7\%$	828.9	± 14.1	$\pm 1.7\%$
9	581	43	0.1	82.5	779.18	± 0.01	791.4	± 13.5	$\pm 1.7\%$	769.8	± 13.1	$\pm 1.7\%$
10	565	42	0.1	78.7	723.14	± 0.01	734.7	± 12.5	$\pm 1.7\%$	715.3	± 12.2	$\pm 1.7\%$
11	197	42	0.1	67.3	212.77	± 0.01	218.3	± 5.2	$\pm 2.4\%$	211.9	± 5.1	$\pm 2.4\%$
12	194	39	0.1	68.2	212.65	± 0.01	218.4	± 5.3	$\pm 2.4\%$	213.1	± 5.1	$\pm 2.4\%$
13	568	68	0.1	77.6	692.60	± 0.01	718.9	± 12.2	$\pm 1.7\%$	682.0	± 11.6	$\pm 1.7\%$
14	567	67	0.1	72.6	648.00	± 0.01	673.2	± 11.5	$\pm 1.7\%$	639.1	± 10.9	$\pm 1.7\%$
15	385	66	0.1	72.7	434.85	± 0.01	457.9	± 7.8	$\pm 1.7\%$	432.2	± 7.4	$\pm 1.7\%$
16	382	63	0.1	79.0	470.36	± 0.01	493.3	± 8.4	$\pm 1.7\%$	466.7	± 8.0	$\pm 1.7\%$
17	205	62	0.1	68.0	216.78	± 0.01	227.8	± 5.3	$\pm 2.3\%$	215.8	± 5.1	$\pm 2.4\%$
18	202	59	0.1	71.4	224.57	± 0.01	236.0	± 5.6	$\pm 2.4\%$	224.4	± 5.4	$\pm 2.4\%$

Tableau A-11 : Résultats des tests pour le débitmètre du Réseau 2

Essais	Débit moyen	$\overline{T_{fluide}}$	Échantillonnage	Durée	Masse Balance		Masse non corrigée			Masse corrigée		
					n	C	s	g	±	g	±	± %
1	925	23	0.1	64.6	1005.97	±0.01	994.5	±16.9	±1.7%	997.0	±17.0	±1.7%
2	931	23	0.1	70.6	1105.97	±0.01	1094.5	±18.6	±1.7%	1097.1	±18.7	±1.7%
3	580	23	0.1	72.9	707.00	±0.01	703.5	±12.0	±1.7%	706.8	±12.0	±1.7%
4	577	23	0.1	67.4	650.37	±0.01	647.5	±11.0	±1.7%	650.5	±11.1	±1.7%
5	385	23	0.1	67.4	432.66	±0.01	431.8	±7.4	±1.7%	433.4	±7.4	±1.7%
6	385	23	0.1	66.0	423.60	±0.01	422.8	±7.2	±1.7%	424.3	±7.2	±1.7%
7	195	23	0.1	67.3	217.06	±0.01	218.5	±5.2	±2.4%	218.7	±5.3	±2.4%
8	195	24	0.1	64.2	206.55	±0.01	208.3	±5.0	±2.4%	208.4	±5.0	±2.4%
9	886	44	0.1	63.7	926.24	±0.01	933.2	±15.9	±1.7%	915.2	±15.6	±1.7%
10	900	44	0.1	64.6	954.34	±0.01	961.0	±16.4	±1.7%	942.5	±16.0	±1.7%
11	489	44	0.1	67.2	527.64	±0.01	542.2	±9.2	±1.7%	525.0	±8.9	±1.7%
12	488	44	0.1	67.5	529.57	±0.01	544.7	±9.3	±1.7%	527.4	±9.0	±1.7%
13	197	43	0.1	70.4	220.95	±0.01	228.9	±5.5	±2.4%	222.7	±5.3	±2.4%
14	193	43	0.1	69.6	214.60	±0.01	222.2	±5.4	±2.4%	216.3	±5.2	±2.4%
15	639	72	0.1	65.9	659.43	±0.01	685.3	±11.7	±1.7%	654.2	±11.1	±1.7%
16	638	72	0.1	65.9	661.41	±0.01	684.6	±11.7	±1.7%	653.6	±11.1	±1.7%
17	391	71	0.1	71.5	427.91	±0.01	454.8	±7.7	±1.7%	427.1	±7.3	±1.7%
18	389	71	0.1	71.8	428.23	±0.01	454.9	±7.7	±1.7%	427.4	±7.3	±1.7%
19	201	70	0.1	70.1	213.52	±0.01	229.5	±5.4	±2.4%	216.5	±5.1	±2.3%
20	200	68	0.1	70.6	214.63	±0.01	230.2	±5.5	±2.4%	217.5	±5.1	±2.4%

Une analyse de la Figure A-10 permet d'identifier que seulement l'incertitude des essais 1 et 2 passant dans le réseau 1 ne croisent pas la masse mesurée par la balance. Les mesures réalisées à l'aide de la balance sont à moins de 1.25 g de la limite supérieure de l'incertitude liée au calcul de $m_{débitmètre}$ pour ces essais, voir le Tableau A-10 pour plus de détails. Il a donc été jugé acceptable d'opérer ce débitmètre aux conditions de ces deux essais.

Les plages d'opération inscrites au Tableau A-12 ont été déterminées suite à l'analyse des tests de fonctionnement des débitmètres. Les mesures des débitmètres se trouvant à l'intérieur de ces plages ont une haute probabilité d'englober la vraie valeur du débit mesuré. Pour des conditions données, si la limite supérieure théorique d'opération, illustrée à la Figure B-12, est inférieure à la limite supérieure inscrite au Tableau A-12, alors la limite supérieure théorique a préséance sur la limite supérieure inscrite au Tableau A-12.

Tableau A-12 : Limite d'opération pour débitmètres

Limite inférieure	Limite supérieure
mL/min	mL/min
200	900

ANNEXE B – FONCTIONNEMENT DES DÉBITMÈTRES

B.1 Fonctionnement et post traitement des mesures des débitmètres

En premier lieu, cette section décrit en détail la méthode utilisée par le transmetteur électronique pour convertir la fréquence émise par le débitmètre en un courant variant entre 4 mA à 20 mA de façon linéaire. En deuxième lieu, une description du post traitement réalisé sur le signal émis par le transmetteur afin de le corriger en fonction de la température de l'eau circulant à l'intérieur du débitmètre.

B.1.1 Conversion du signal émis par le débitmètre

En opération, les transmetteurs électroniques mesurent la fréquence émise par le débitmètre (f) et déterminent le facteur K associé à la fréquence mesurée à l'aide d'une interpolation linéaire sur les données d'étalonnage qui y ont été préalablement enregistrées par le manufacturier. Ensuite, le débit \dot{V}' est calculé à l'aide de l'équation B.14. \dot{V}' est le débit calculé directement par le transmetteur électronique, aucune correction en fonction de la température du fluide n'a été effectuée à cette étape de calcul (voir section B.1.2 pour plus de détail). Le transmetteur électronique émet un courant ayant une valeur de 4 à 20 mA selon l'équation B.15. Ce signal de sortie varie linéairement en fonction de \dot{V}' . Le courant de sortie est mesuré par la carte d'acquisition NI 9208.

$$\dot{V}' = \frac{f}{K} \times C \quad \text{B.14}$$

$$FI_{sortie} = \dot{V}' \frac{FI_{plage}}{Q_{max}} + 4 \quad \text{B.15}$$

- f : fréquence émise par le débitmètre [Hz]
- K : facteur déterminé par le transmetteur électronique [1/mL]
- C : facteur de conversion, valeur de 60[s/min]
- \dot{V}' : Débit volumique non corrigé d'eau [mL/min].

- FI_{sortie} : Courant de sortie [mA]. Valeur allant de 4 à 20 mA
- FI_{plage} : Plage où le signal de sortie peut évoluer [mA]. Valeur de 16 mA.
- Q_{max} : Débit maximal pouvant circuler à l'intérieur du débitmètre [mL/min]. Valeur de 1514 mL/min.

B.1.2 Correction du signal émis par les transmetteurs en fonction de la température du fluide

Parce que le facteur K est fonction de la viscosité du fluide et que les valeurs d'étalonnage préenregistré à l'intérieur du transmetteur électronique ne sont valides que pour la viscosité à laquelle le débitmètre a été étalonné, le signal émis par celui-ci doit être corrigé. Cela est effectué en utilisant la méthode décrite par Flow Technologie (Technology, 2007). Cette méthode consiste à déterminer la viscosité du fluide passant à l'intérieur du débitmètre en mesurant sa température, pour ensuite calculer le ratio de la fréquence émise par le débitmètre sur la viscosité du fluide (f/v). Ce ratio est utilisé pour déterminer un facteur $K_{corrigé}$ en effectuant une interpolation linéairement sur les valeurs du facteur K contenue dans les données d'étalonnage. Le débit corrigé est calculé en utilisant l'équation B.14 avec $K_{corrigé}$ à la place de K . La Figure B-11 est un schéma d'opération contenant la totalité des opérations qui sont réalisées pour obtenir le débit corrigé (\dot{V}) en fonction de la température de l'eau.

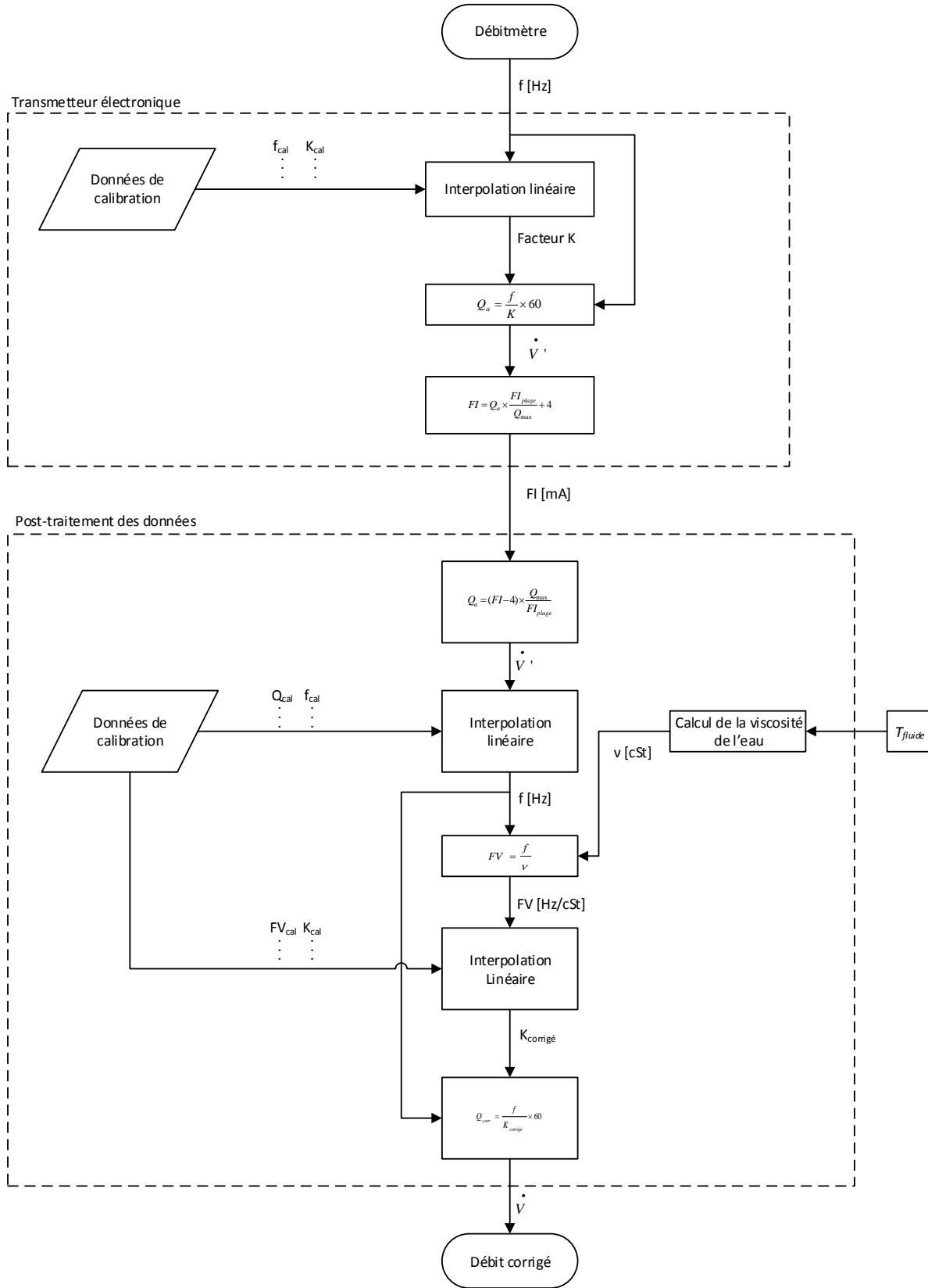


Figure B-11 : Schéma d'opération pour correction des débits

Les limitations inférieures et supérieures de l'intensité du signal de sortie pouvant être émis par le transmetteur électronique, qui sont de 4 mA et 20 mA, et les valeurs situées aux extrémités de la plage du ratio f/v contenue dans les données de calibration limitent la plage d'opération des débitmètres. La Figure B-12 contient la plage d'opération théorique des débitmètres en prenant en compte les limites décrites précédemment pour une plage de température d'eau de 10°C à 80°C.

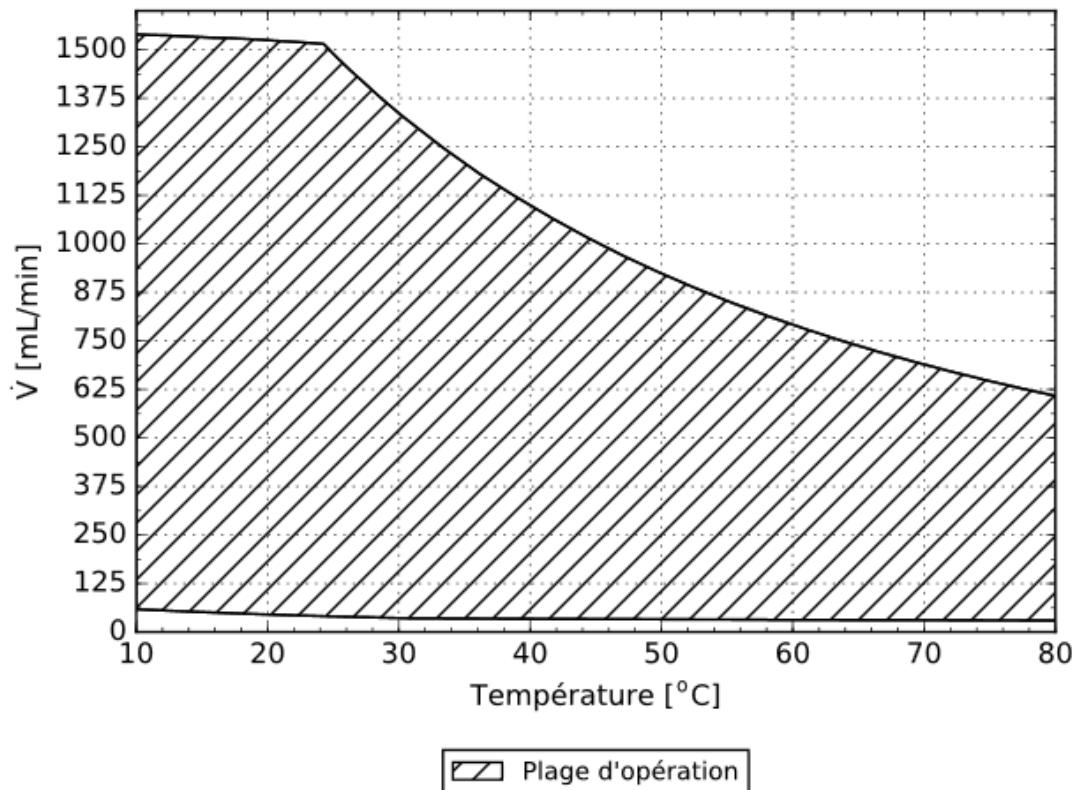


Figure B-12 : Plage d'opération théorique des débitmètres

Il est à noter que la plage d'opération des débitmètres illustrée à la Figure B-12 est théorique. Des tests réalisés sur les débitmètres ont permis de déterminer une plage d'opération qui assure que la vraie valeur du débit circulant à l'intérieur des débitmètres soit incluse à l'intérieur de l'incertitude de mesure de ceux-ci. Pour les deux réseaux, le débit d'eau permis est entre 200 ml/min et 900 ml/min. Pour des conditions données, si la limite supérieure théorique d'opération, illustrée à la Figure B-12, est inférieure à la limite supérieure décrite précédemment, alors la limite supérieure théorique a préséance (Voir Annexe A).

La viscosité de l'eau (mm^2/s) est obtenue avec un polynôme de degré 6 selon la structure de l'équation A.12 en utilisant la température ($^{\circ}C$) comme variable indépendante. Le Tableau B-13 contient les coefficients du polynôme. Le polynôme est illustré à la Figure B-13.

$$\gamma(x) = a_0 + a_1x + a_2x^2 + a_3x^3 + a_4x^4 + a_5x^5 + a_6x^6 \quad B-16$$

Tableau B-13 : Coefficients du polynôme pour calcul de viscosité

Coefficients	Valeurs
a_0	1.787476E+00
a_1	-6.048029E-02
a_2	1.478508E-03
a_3	-2.586487E-05
a_4	2.940437E-07
a_5	-1.893135E-09
a_6	5.170562E-12

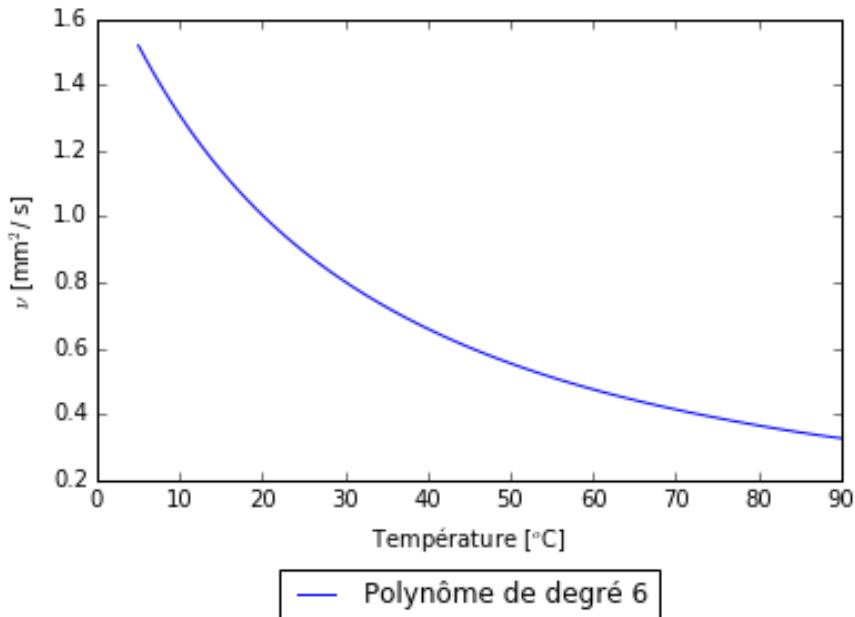


Figure B-13 : Viscosité de l'eau en fonction de la température

ANNEXE C – MÉTHODE DE CALCUL DE LA PUISSANCE ABSORBÉE PAR LE PUITS

Le bilan énergétique, tel que calculé par l'équation C.17, est utilisé pour comparer les mesures expérimentales et les résultats de simulation. Ce bilan énergétique est évalué pour chacun des réseaux du puits, et ce à chacun des pas de temps. Cette comparaison permet d'investiguer la capacité du modèle numérique à reproduire les résultats expérimentaux.

$$\dot{Q} = \dot{V} [\rho_{T_{in}} C p_{T_{in}} T_{in} - \rho_{T_{out}} C p_{T_{out}} T_{out}] \quad \text{C.17}$$

- \dot{Q} est la puissance en [W]
- \dot{V} est le débit volumique en [m^3/s]
- ρ est la densité massique du fluide caloporteur [kg/m^3]
- Cp est la chaleur spécifique du fluide caloporteur [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$]
- T_{in} est la température d'entrée du fluide caloporteur [K]
- T_{out} est la température de sortie du fluide caloporteur [K]

La densité et la chaleur spécifique du fluide caloporteur sont évaluées selon la température d'entrée ou la température de sortie du fluide caloporteur.

C.1 Incertitude sur le bilan énergétique

L'incertitude sur \dot{Q} est calculée à l'aide de la méthode de propagation d'incertitude. Elle est donc obtenue avec l'équation C.18.

$$U_{\dot{Q}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{V}} U_V\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial T_{in}} U_{T_{in}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial T_{out}} U_{T_{out}}\right)^2} \quad \text{C.18}$$

$$U_{\dot{Q}_{rel}} = \frac{U_{\dot{Q}}}{\dot{Q}} \cdot 100$$

- U_V est déterminé en faisant une interpolation linéaire sur le Tableau A-8.
- $U_{T_{in}} = U_{T_{out}} = \pm 0.15 \text{ }^\circ\text{C}$ qui est l'incertitude des RTD utilisés (voir l'Annexe A)

Pour référence, les valeurs de $U_{\dot{Q}_{rel}}$ en fonction du ΔT sont affichés sur la Figure C-14. Cette figure a été produite en considérant un débit de 500 ml/min et une température d'entrée de 60 °C. Il peut être remarqué que pour un ΔT plus petit que 2 °C, la valeur de $U_{\dot{Q}_{rel}}$ est plus élevée que 10.5 %. Lors des essais expérimentaux, les conditions d'entrée du puits ont été choisies afin que, pour la majorité de la durée des essais, le ΔT ait une valeur plus grande que 2 °C.

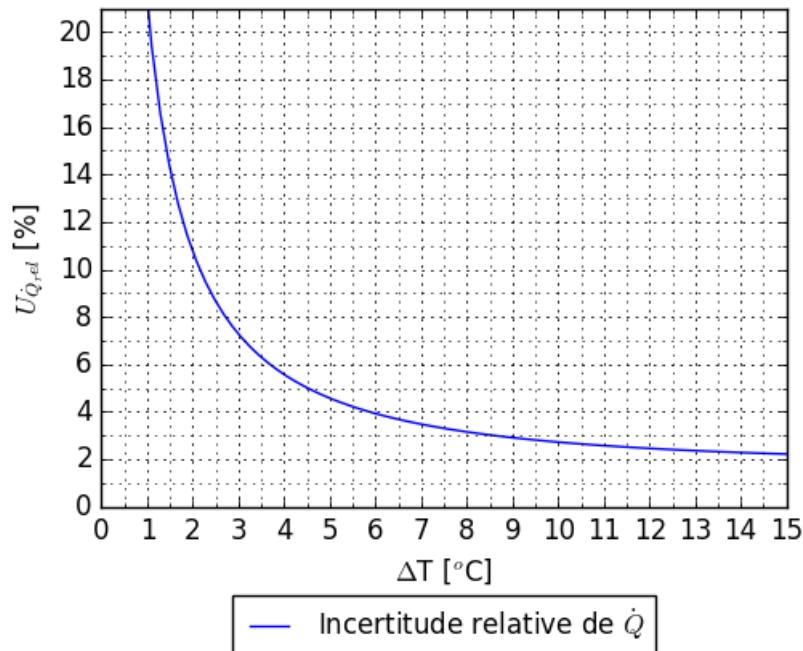


Figure C-14 : Incertitude relative de \dot{Q} en fonction de la différence de température entre l'entrée et la sortie d'un réseau du puits

ANNEXE D – RÉSULTATS D'ESSAIS SUPPLÉMENTAIRES

Cette annexe présente quatre essais supplémentaires qui ont été réalisés sur le montage expérimental. Ces essais ont une complexité un peu plus élevée que les deux essais analysés au chapitre 4. Ils sont présentés ici afin de les rendre disponibles à la communauté scientifique. Une analyse en profondeur de ces essais n'a pas pu être réalisée dans le cadre de ce travail.

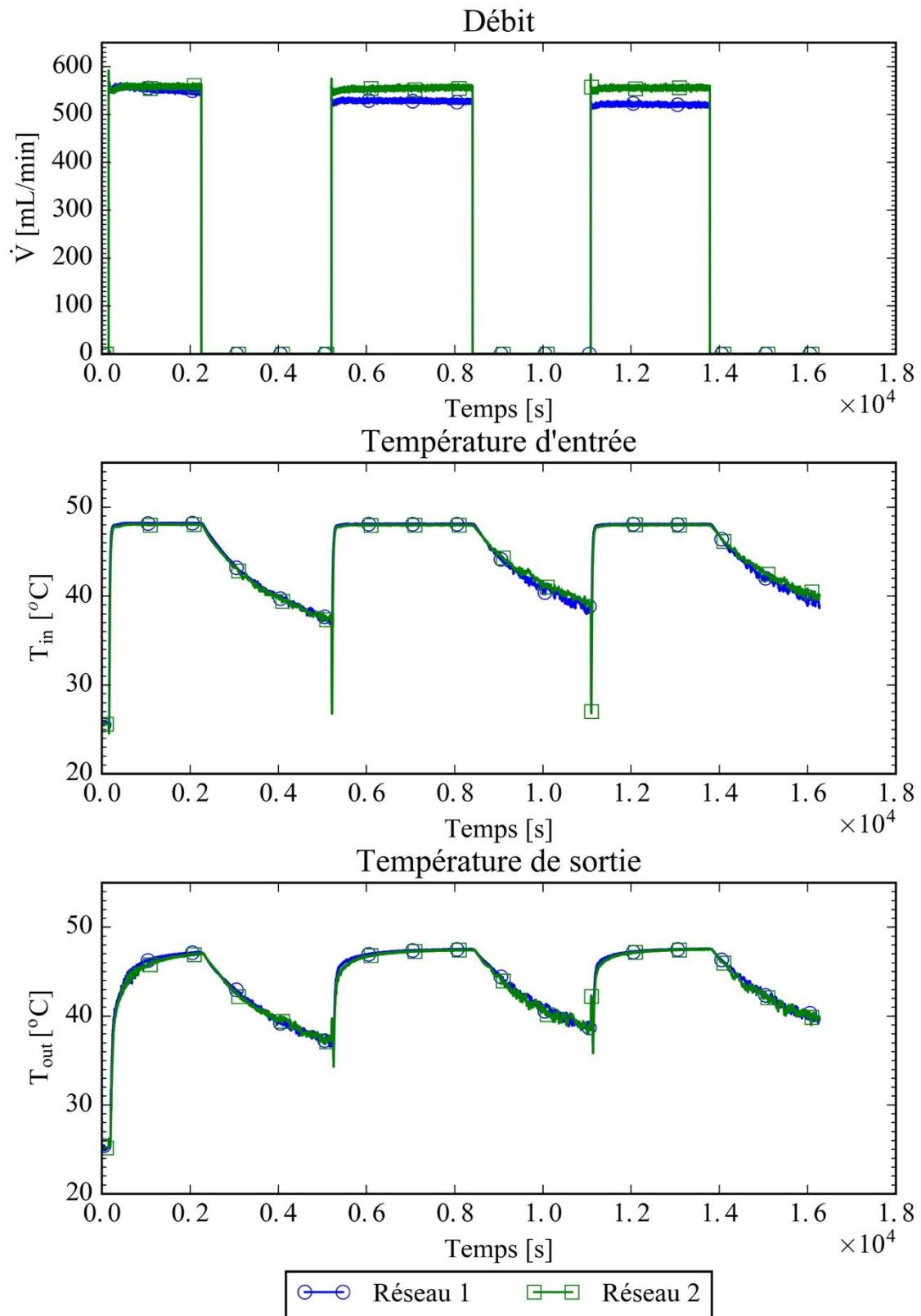


Figure D-15 : Essai supplémentaire 1

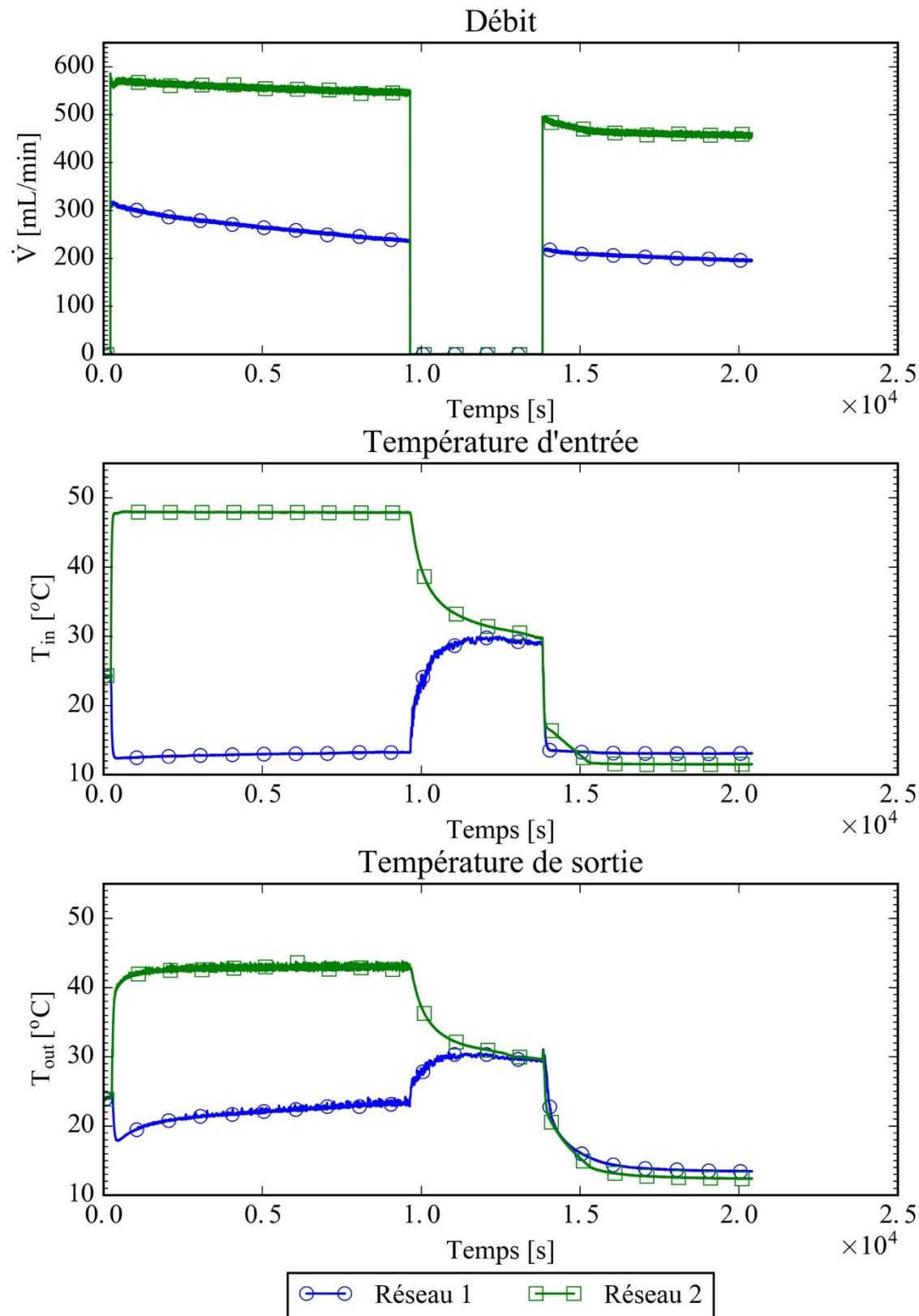


Figure D-16 : Essai supplémentaire 2

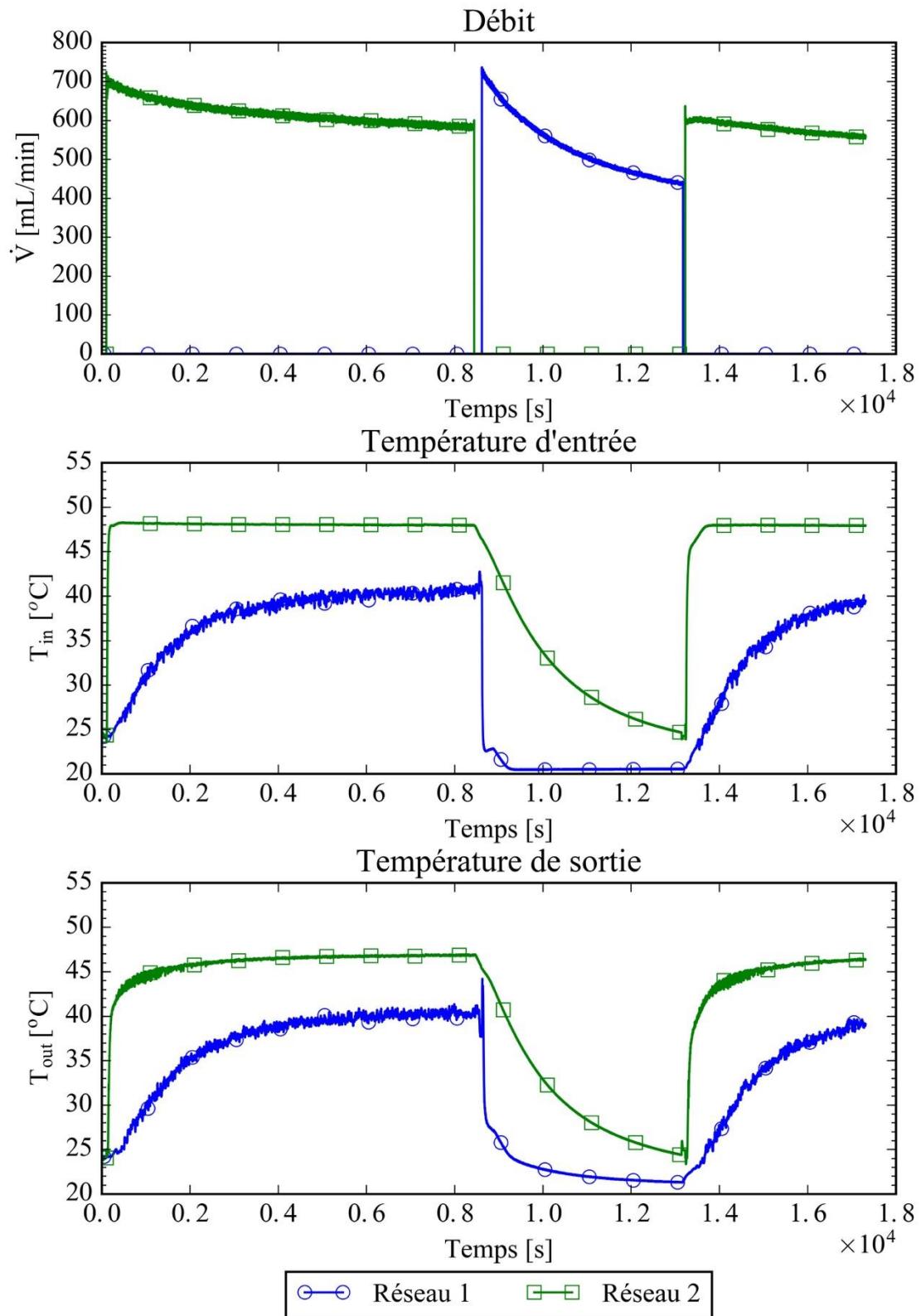


Figure D-17 : Essai supplémentaire 3

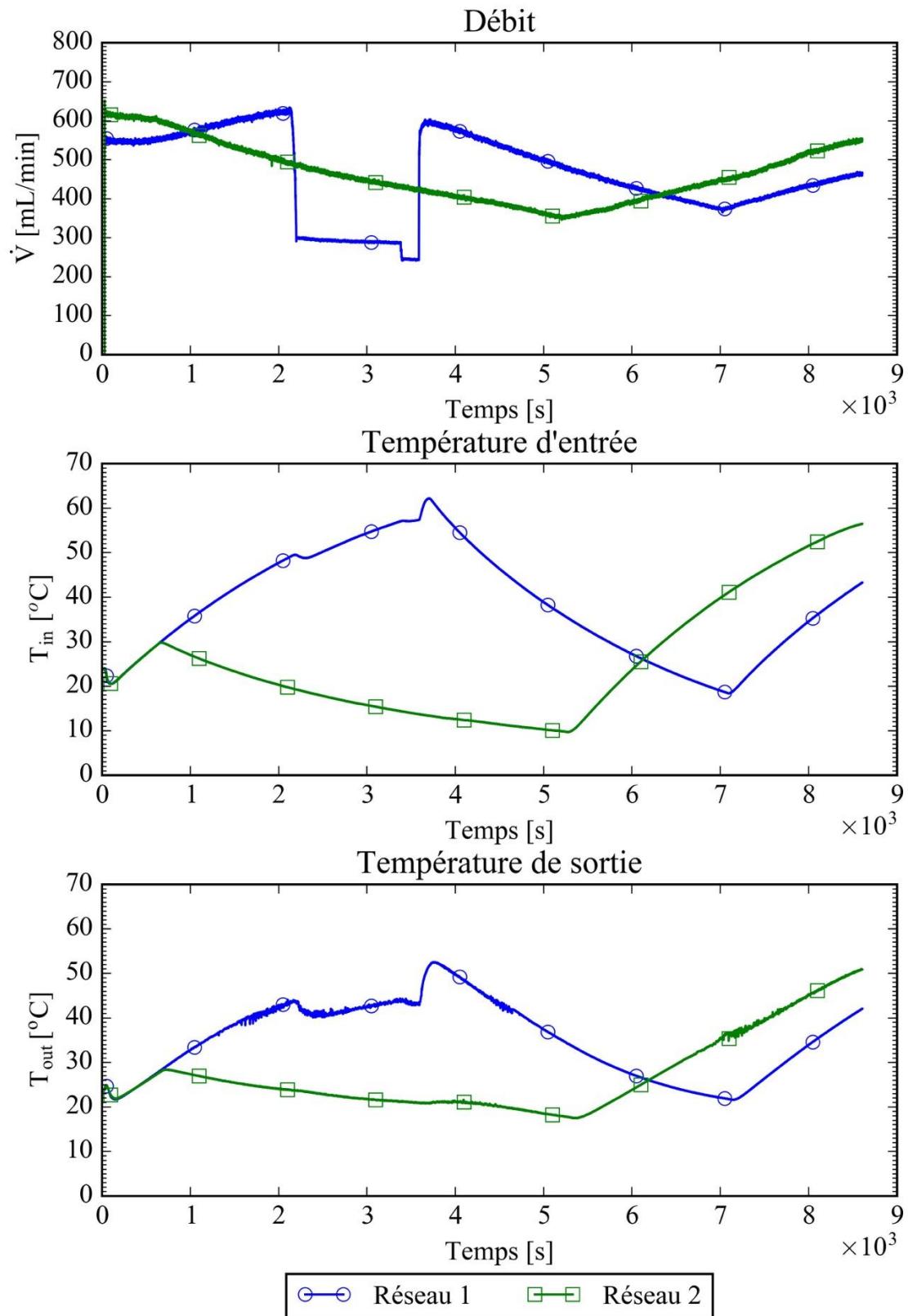


Figure D-18 : Essai supplémentaire 4