

CONTRIBUTION À L'ÉTUDE DU COMPORTEMENT THERMO-HYDRAULIQUE DU STOCKAGE DE CHALEUR EN AQUIFÈRE

THÈSE N° 2250 (2000)

PRÉSENTÉE AU DÉPARTEMENT DE GÉNIE CIVIL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE FÉDÉRALE DE LAUSANNE

POUR L'OBTENTION DU GRADE DE DOCTEUR ÈS SCIENCES

PAR

Stéphane DUPASQUIER

géologue diplômé de l'Université de Fribourg
de nationalité suisse et originaire de La Tour-de-Trême (FR)

acceptée sur proposition du jury:

Prof. A. Parriaux, directeur de thèse
Prof. D. Favrat, rapporteur
M. J.-C. Hadorn, rapporteur
M. P. Iris, rapporteur
Prof. P. Perrochet, rapporteur
Dr B. Sanner, rapporteur
M. G. Willemsen, rapporteur

Lausanne, EPFL
2001

Table des matières

Liste des figures	III
Liste des tableaux	VII
Liste des annexes	IX
Résumé	XI
Abstract	XIII
Chapitre 1 Introduction	1
1.1 Problématique et objectifs	1
1.2 Structure du travail	1
Chapitre 2 Phénomènes de convection naturelle au sein d'un stock de chaleur en aquifère	3
2.1 Basculement du front thermique	3
2.2 Cellules de convection naturelle	4
Chapitre 3 Méthodes de simulation	5
3.1 Modèle numérique couplé FEFLOW	5
3.1.1 Hypothèses physiques de base	5
3.1.2 Equations de continuité	5
3.1.3 Equations d'état	6
3.1.4 Expression de l'équation de continuité de la phase fluide en fonction de la charge hydraulique, suppression de l'approximation de Boussinesq	8
3.1.5 Résolution numérique	9
3.2 Modèles numériques et analytiques simples	10
3.2.1 Modèle en système sphérique	10
3.2.2 Modèle en système cylindrique	14
3.2.3 Modèle en système cylindrique avec pertes aux épontes	16
Chapitre 4 Identification des processus dominants par l'étude paramétrique	19
4.1 Description des paramètres et conditions d'exploitation	19
4.1.1 Paramètres thermo-hydrauliques	19
4.1.2 Conditions d'exploitation	28
4.2 Etude paramétrique à l'aide des modèles simples	29
4.2.1 Quantité maximale d'énergie stockée en fonction de la taille du stock et de la charge: solutions en régime permanent	29
4.2.2 Régime transitoire	33
4.3 Constitution des problèmes pour le modèle couplé (Feflow)	40
4.3.1 Maillage et géométrie du domaine	40
4.3.2 Paramètres thermiques et hydrauliques utilisés.	42
4.3.3 Conditions limites (conditions d'exploitation)	42
4.3.4 Problèmes particuliers	43
4.4 Etude paramétrique à l'aide du modèle couplé (Feflow)	49
4.4.1 Paramètres et conditions d'exploitations étudiés	49
4.4.2 Simulations de références: étude croisée selon Q_{in} et h	49
4.4.3 Sensibilité aux températures d'injection T_{in}	63
4.4.4 Sensibilité aux conductivités K_h et aux contrastes de conductivité κ	68
4.4.5 Sensibilité aux fréquences d'injection (pulses quotidiens)	74
4.4.6 Sensibilité à la phase de repos	76
4.4.7 Sensibilité au régime de soutirage	80
4.4.8 Systèmes en doublet et écoulement naturel	85
4.5 Conclusions	94
4.5.1 Processus dominants	94
4.5.2 Conditions d'exploitation	94
4.5.3 Paramètres géologiques	99

Chapitre 5 Comparaison avec des cas réels	101
5.1 Stock de Colombier - Robinson	101
5.2 Stock de l'Université d'Auburn, phase II	101
5.3 Stock d'Hokkaido Rehabily	103
5.4 Stock de Utrecht, Pays-Bas	106
5.5 Stock de SPEOS, Suisse	107
Chapitre 6 Conclusions: stock idéal et potentiel de développement	111
6.1 Stock idéal	111
6.1.1 Conditions d'exploitation	111
6.1.2 Paramètres géologiques	113
6.2 Cibles géologiques possibles en suisse	113
6.2.1 Remplissages alluviaux de vallées glaciaires	113
6.2.2 Dépôts fluvio-glaciaires	115
6.2.3 Cônes alluviaux	116
6.3 Potentiel de développement	117
Bibliographie	119
Annexe A	A-1
Annexe B	B-1
Annexe C	C-1
Annexe D	D-1
Annexe E	E-1
Annexe F	F-1
Annexe G	G-1

Liste des figures

Figure 2.1:	Basculement du front thermique.	3
Figure 2.2:	Cellules de convection naturelle: coupe isotherme et lignes de courant.	4
Figure 3.1:	Expansion volumique de la phase fluide en fonction de la température.	7
Figure 3.2:	Modèle simple en coordonnées sphériques.	11
Figure 3.3:	Débits lors de trois cycles composés chacun d'une phase de charge et d'une phase de décharge de même durée ($t_m = t_{out}$).	13
Figure 3.4:	Modèle simple en coordonnées cylindriques.	14
Figure 3.5:	Modèle simple en coordonnées cylindriques, avec pertes aux épontes.	16
Figure 4.1:	Conductivités hydrauliques dans un référentiel cartésien x,y,z.	19
Figure 4.2:	Vitesse de pore v et vitesse thermique v_{th} en fonction de la porosité. $q = 10^{-7}$ m/s. Convection pure.	22
Figure 4.3:	Avancée des fronts thermiques et "hydrauliques" pour un temps t et un flux q d'eau chaude dans des milieux de différentes porosités.	22
Figure 4.4:	Effets de la porosité sur l'énergie stockée (E_{stock}) et déstockée (E_{out}) pour deux séries de tests.	23
Figure 4.5:	Conductivité thermique de l'eau en fonction de la température.	25
Figure 4.6:	Températures de restitution au deuxième cycle pour différentes valeurs de dispersivité thermique.	27
Figure 4.7:	Température minimale d'utilisation et calcul de l'énergie soutirée.	29
Figure 4.8:	Equivalent en "nombre de personnes" de la quantité d'énergie stockée à plus de 30°C.	32
Figure 4.9:	Fraction de l'énergie stockée à plus de 30°C par rapport à l'énergie maximale que peut contenir le volume du stock.	32
Figure 4.10:	Taux de récupération en fonction du nombre de Péclet. Système sphérique.	34
Figure 4.11:	Taux de récupération en fonction du nombre de Péclet. Système cylindrique.	35
Figure 4.12:	Fonction (4.15) et taux de récupération calculés (figure 4.10a).	38
Figure 4.13:	Taux de récupération en fonction de Pe pour différentes valeurs T_{lim}^* . Système sphérique, 5 ^{ème} cycle.	39
Figure 4.14:	Taux de récupération en fonction de Pe pour différentes valeurs T_{lim}^* . Système cylindrique, 5 ^{ème} cycle.	39
Figure 4.15:	Relation entre le débit de charge décharge et le nombre de personne équivalent à l'énergie soutirée.	40
Figure 4.16:	Géométrie et conditions limites d'un problème type en système 2D axisymétrique.	41

Figure 4.17: Coupe verticale du domaine 3D: épaisseur et répartition des niveaux de discrétisation.	41
Figure 4.18: Problème aux limites: effets de la conduction et de la dispersion sur la quantité d'énergie injectée: injection de $10\text{m}^3/\text{j}$ par mètre d'aquifère durant 180 jours.	45
Figure 4.19: Problème aux limites: effets de la conduction et de la dispersion sur la quantité d'énergie injectée: injection de $1\text{m}^3/\text{j}$ par mètre d'aquifère durant 180 jours.	46
Figure 4.20: Problème aux limites: effets de la conduction et de la dispersion sur la quantité d'énergie injectée: injection de $10\text{m}^3/\text{j}$ par mètre d'aquifère, en pulses quotidiens de 12 heures durant 180 jours.	47
Figure 4.21: Forme divergente de l'équation de transport de chaleur: évolution de la température à la crépine en phase d'injection.	49
Figure 4.22: Coupes isothermes des simulations " $h-Q_{in}$ " en fin de deuxième cycle de charge.	51
Figure 4.23: Angle de basculement du front thermique en fonction de la durée d'injection, calculé selon Hellström et al. (1979). Cas $h=10\text{m}$, $Q=100\text{m}^3/\text{j}$, $\kappa=1$.	52
Figure 4.24: Angle de basculement du front thermique en fonction de la durée d'injection, calculé selon Hellström et al. (1979). Cas $h=100\text{m}$, $Q=100\text{m}^3/\text{j}$, $\kappa=1$.	52
Figure 4.25: Isolignes de température et de charge, lignes de courant et champs de vitesse de pore d'un cas avec apparition de cellules de convection marquées. Couple $h=50\text{m}$, $Q_{in}=100\text{m}^3/\text{j}$.	56
Figure 4.26: Isolignes de température et de charge, lignes de courant et champs de vitesse de pore d'un cas à épaisseur d'aquifère optimale: couple $h=10\text{m}$, $Q_{in}=100\text{m}^3/\text{j}$.	57
Figure 4.27: Isolignes de température et de charge, lignes de courant et champs de vitesse de pore d'un cas à épaisseur d'aquifère trop réduite (pertes conductives par les épontes): couple $h=10\text{m}$, $Q_{in}=1000\text{m}^3/\text{j}$.	58
Figure 4.28: Exemple d'évolution de la taille des cellules de convection naturelle avec le temps d'injection.	58
Figure 4.29: Formation et évolution des cellules de convection naturelle en phase de décharge.	59
Figure 4.30: Evolution de l'énergie stockée durant 3 cycles de charge-décharge.	60
Figure 4.31: Evolution de l'énergie stockée durant 1 cycle de charge-décharge. Comparaison.	60
Figure 4.32: Taux de récupération η en fonction de l'épaisseur h de l'aquifère. 2 ^{ème} cycle de charge-décharge.	61
Figure 4.33: Taux de récupération η en fonction de l'épaisseur h de l'aquifère. 2 ^{ème} cycle de charge-décharge: interprétation des phénomènes et rendement optimal.	61
Figure 4.34: Taux de récupération η en fonction du débit d'injection Q_{in} . 2 ^{ème} cycle de charge-décharge.	62
Figure 4.35: Taux de récupération η en fonction du débit d'injection Q_{in} . 2 ^{ème} cycle de charge-décharge: rendement maximal.	62
Figure 4.36: Rendements en fonction des températures d'injection, cas $h=25\text{m}$ - $Q_{in} = 500\text{m}^3/\text{j}$, $h=50\text{m}$ - $Q_{in}=1000\text{m}^3/\text{j}$ et $h=5\text{m}$ - $Q_{in} = 50\text{m}^3/\text{j}$.	64
Figure 4.37: Coupes isothermes en fin de charge du deuxième cycle. Couple $h=25\text{m}$, $Q=500\text{m}^3/\text{j}$.	65

Figure 4.38: Coupes isothermes en fin de charge du deuxième cycle. Couple $h=5m$, $Q=50m^3/j$.	65
Figure 4.39: Coupes isothermes en fin de charge du deuxième cycle. Couple $h=50m$, $Q=1000m^3/j$.	66
Figure 4.40: Température au puits en phase de soutirage. 1 ^{er} cycle.	66
Figure 4.41: Taux de récupération en fonction de la température d'injection pour différentes températures limite d'utilisation.	67
Figure 4.42: Taux de récupération η en fonction de l'épaisseur h de l'aquifère. 2 ^{ème} cycle de charge-décharge. $K_h=5 \cdot 10^{-5}m/s$ et $\kappa=0.1$.	71
Figure 4.43: Angle de basculement du front thermique en fonction de la durée d'injection, calculé selon Hellström et al. (1979).	71
Figure 4.44: Coupes isothermes en fin de deuxième cycle de charge des variantes portant sur la conductivité horizontale.	72
Figure 4.45: Coupes isothermes en fin de deuxième cycle de charge des variantes portant sur la conductivité horizontale et le contraste de conductivité.	73
Figure 4.46: Scénarios d'injection. Exemple pour un débit de $100m^3/j$.	75
Figure 4.47: Coupe isotherme en fin de phase d'injection. Scénario en pulse I3, cas ' $h=25m$ - $Q=100m^3/j$ ', $K_h = 10^{-4} m/s$ et $\kappa=1$.	76
Figure 4.48: Problèmes choisis pour l'étude de la sensibilité à la phase de repos.	77
Figure 4.49: Coupes isothermes en fin de phase de repos du 1 ^{er} cycle, soit après 180 jours.	77
Figure 4.50: Energie dans le stock représentée par le volume à plus de 30°C.	79
Figure 4.51: Température à la crépine en phase de décharge.	79
Figure 4.52: Lignes de courant et champs de vitesse simplifié des cas A et C.	80
Figure 4.53: Scénarios de soutirages utilisés.	81
Figure 4.54: Taux de récupération en fonction du cycle pour les divers scénarios de soutirage. $T_{lim} = 30^\circ C$. Cas ' $h=25m$ - $Q=100m^3/j$ ', $K_h = 10^{-4} m/s$, $\kappa=0.1$.	82
Figure 4.55: Taux de récupération en fonction du cycle pour les divers scénarios de soutirage. $T_{lim} = 15^\circ C$. Cas ' $h=25m$ - $Q=100m^3/j$ ', $K_h = 10^{-4} m/s$, $\kappa=0.1$.	82
Figure 4.56: Températures de soutirage pour les différents scénarios. Cas ' $h=25m$ - $Q=100m^3/j$ ', $K_h = 10^{-4} m/s$, $\kappa=0.1$.	83
Figure 4.57: Energie soutirée et puissance disponible en phase de décharge. Scénario Scroissant , cas ' $h=25m$ - $Q=100m^3/j$ ', $K_h = 10^{-4} m/s$, $\kappa=0.1$.	84
Figure 4.58: Energie soutirée et puissance disponible en phase de décharge. Scénario Scroissant , cas ' $h=25m$ - $Q=500m^3/j$ ', $K_h = 10^{-4} m/s$, $\kappa=0.1$.	84
Figure 4.59: Fonctionnement d'un système en doublet type: situation en été.	85
Figure 4.60: Fonctionnement d'un système en doublet type: situation en hiver.	86
Figure 4.61: Sens d'écoulement de la nappe.	86

Figure 4.62: Températures au puits froid et au puits chaud pour 5 cycles de charge-décharge. Distance entre les puits: 50m..	88
Figure 4.63: Températures au puits froid et au puits chaud pour 5 cycles de charge-décharge. Distance entre les puits: 70m.	88
Figure 4.64: Taux de récupération et rendement en fonction de la distance d entre les puits (5 ^{ème} cycle). Cas sans écoulement naturel.	90
Figure 4.65: Taux de récupération et rendement en fonction de la vitesse et du sens d'écoulement de la nappe.	90
Figure 4.66: Coupes horizontales isothermes (au milieu de l'aquifère) pour cinq cycles de charge-décharge. Cas $d=50m$, sans écoulement naturel.	92
Figure 4.67: Coupes horizontales isothermes (milieu de l'aquifère) au cinquième cycle pour les problèmes avec $d=90m$.	93
Figure 4.68: Taux de récupération en fonction de l'énergie injectée pour différents débits et températures d'injection. Modèle simple, système sphérique, 5 ^{ème} cycle de charge.	96
Figure 4.69: Taux de récupération en fonction de l'énergie injectée pour différents débits et températures d'injection.	97
Figure 4.70: Taux de récupération en fonction de l'énergie injectée pour différents débits et températures d'injection.	97
Figure 4.71: Taux de récupération en fonction de l'énergie injectée pour différents débits et températures d'injection. Modèle couplé, 2 ^{ème} cycle de charge.	98
Figure 5.1: Température au puits en phase de décharge en fonction du volume soutiré (débit constant) pour les deux cycles de la phase II (Molz et al., 1981).	102
Figure 5.2: Taux de récupération pour le couple de référence ' $h=5, Q=50m^3/j$ '.	105
Figure 5.3: Température de soutirage pour le couple de référence ' $h=5, Q=50m^3/j$ ' avec une température d'injection de 50°C.	105
Figure 5.4: Taux de récupération pour le couple de référence ' $h=5, Q=50m^3/j$ ' avec une température d'injection de 50°C.	105
Figure 5.5: Températures calculées dans le puits chaud et le puits froid (Willemsen, 1992).	106
Figure 5.6: Coupe du stock de SPEOS (Saugy et Ward, 1994).	107
Figure 5.7: Energies injectées et soutirées du stock de SPEOS.	108
Figure 6.1: Energie utilisable (E_{ul}) en fonction de l'énergie injectée (E_{in}), $T_{lim} = 30^\circ C$.	112
Figure 6.2: Coupe géologique (Oberriet) d'une formation de remplissage alluviale de vallée .	114
Figure 6.3: Extension géographique des aquifères fluviatiles récents (Dematteis et al., 1997).	114
Figure 6.4: Coupe géologique (Urdorf) d'un dépôt fluvio-glaciaire (Dematteis et al., 1997).	115
Figure 6.5: Extension géographique des dépôts fluvio-glaciaires (Dematteis et al., 1997).	116
Figure 6.6: Dépôt de cône alluvial type (Campy et Macaire, 1989).	116

Liste des tableaux

Tableau 4.1:	Gammes de débits d'injection et potentiel au puits.	28
Tableau 4.2:	Rayons maximums L et volumes des stocks de "petite" et "grande" taille en fonction du système choisi.	30
Tableau 4.3:	Paramètres de référence (§ 4.1).	30
Tableau 4.4:	Nombres de Péclet calculés en fonction du débit d'injection et des paramètres types.	30
Tableau 4.5:	Energies stockées à plus de 30°C et équivalent en nombre de personnes.	31
Tableau 4.6:	Energies injectées par cycle dans le stock en fonction du nombre de Péclet.	36
Tableau 4.7:	"Nombre de personnes" équivalent à l'énergie soutirée. $T_{lim} = 30^{\circ}\text{C}$.	39
Tableau 4.8:	Liste des paramètres thermo-hydrauliques et des paramètres de l'aquifère et des épontes, et valeurs numériques utilisées.	42
Tableau 4.9:	Paramètres et conditions d'exploitations dans l'étude paramétrique.	49
Tableau 4.10:	Grille " $h-Q_{in}$ " (épaisseur aquifère - débit d'injection).	50
Tableau 4.11:	Energie, puissances et "équivalent en personnes" correspondants aux débits injectés durant 180 jours à 80°C dans un aquifère à 15°C.	50
Tableau 4.12:	Taux de récupération (§ 4.1.2.3) des simulations $h-Q_{in}$ lors du deuxième cycle.	51
Tableau 4.13:	Comparaison des résultats des simulations 2D axisymétriques et 3D: taux de récupération au deuxième cycle.	55
Tableau 4.14:	Couples $h-Q$ utilisés pour l'étude de la sensibilité aux températures d'injection.	63
Tableau 4.15:	Taux de récupération η pour différentes températures d'injection.	63
Tableau 4.16:	Couples choisis et résultats au deuxième cycle des variantes portant sur la conductivité hydraulique horizontale.	68
Tableau 4.17:	Couples choisis et résultats au deuxième cycle des variantes portant sur la conductivité horizontale et le contraste de conductivité.	69
Tableau 4.18:	Problèmes choisis et taux de récupération au deuxième cycle pour l'injection en pulses quotidiens.	74
Tableau 4.19:	Taux de récupération au deuxième cycle.	76
Tableau 4.20:	Taux de récupération au deuxième cycle.	82
Tableau 4.21:	Configuration étudiées, basées sur le problème $h=25\text{m}$, $Q=500\text{m}^3/\text{j}$, $K_h=10^{-4}$ m/s, $\kappa=0.1$.	87
Tableau 4.22:	Résultats obtenus avec $d=50$ et 70m et un écoulement nul.	87
Tableau 4.23:	Résultats au cinquième cycle des problèmes en doublet.	89

Tableau 5.1:	Conditions d'exploitation des deux cycles de la phase II.	101
Tableau 5.2:	Paramètres d'aquifère du stock de Hokkaido Rehabily.	103
Tableau 5.3:	Condition d'exploitation et rendements du stock d'Hokkaido. D'après (Ochifuji et al., 1997).	104
Tableau 5.4:	Paramètres et conditions d'exploitation du stock d'Utrecht.	106
Tableau 5.5:	Conditions d'exploitation du stock de SPEOS.	108

Liste des annexes

Annexe A: Modèles simples en régime permanent (§ 4.2.1)

Annexe B Modèles simples en régime transitoire (§4.2.2)

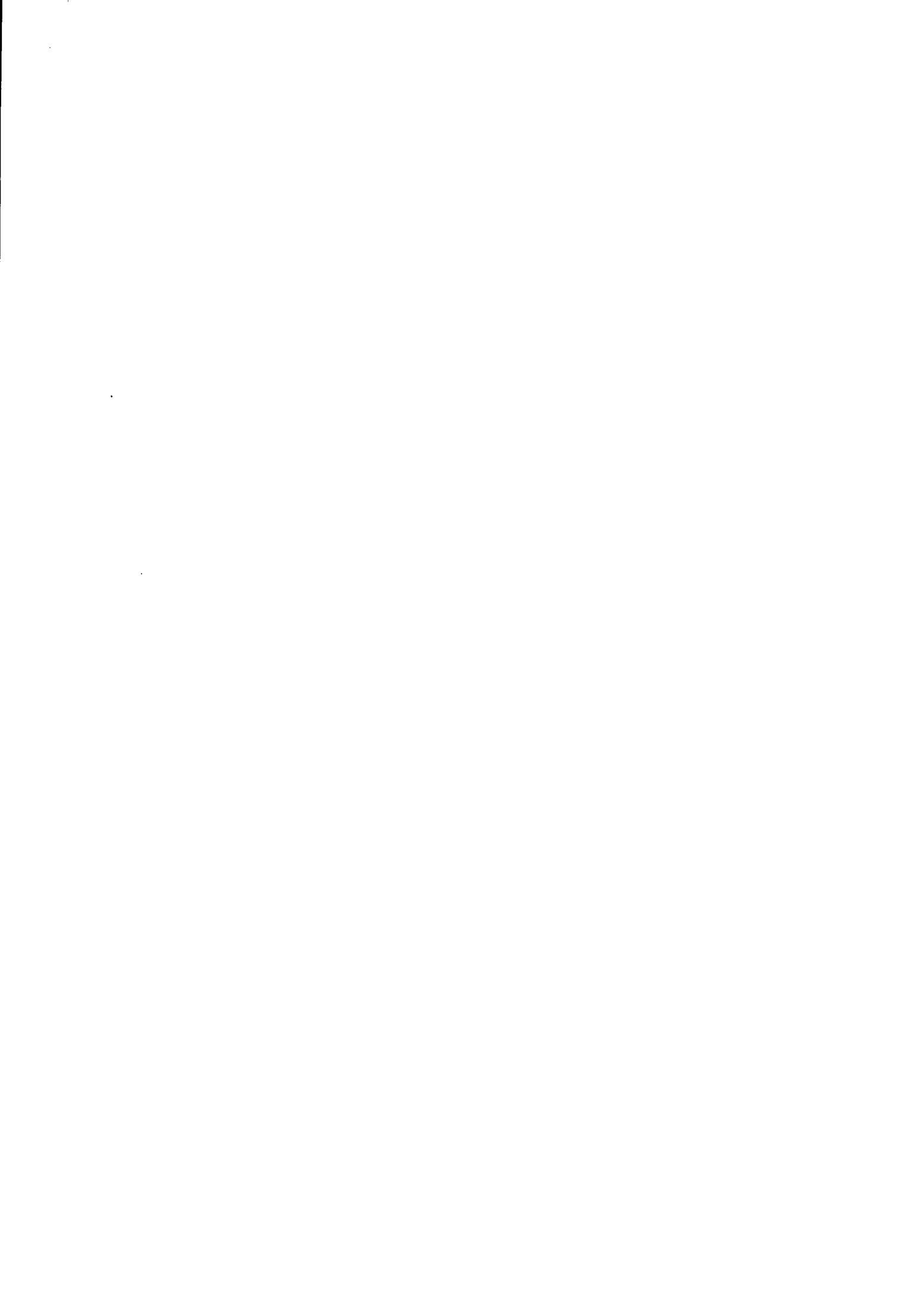
Annexe C Taille des domaines et maillages utilisé pour les simulations 2D axisymétriques du chapitre 4.4

Annexe D Températures de soutirage des problèmes de référence (§ 4.4.2)

Annexe E Modèle de Hellström et al. (1979) pour le calcul du basculement du front thermique

Annexe F Liste des conclusions du chapitre 4 (identification des processus dominants)

Annexe G Liste des principaux symboles utilisés



Résumé

Dans ce travail, des modèles numériques d'écoulements souterrains et de transport de chaleur par convection-conduction sont utilisés afin de décrire, par l'étude paramétrique, les phénomènes physiques dominants dans un stockage de chaleur en aquifère. Des conditions d'exploitation et des paramètres géologiques optimaux en sont déduits.

L'utilisation escomptée du stock est le chauffage de locaux ou d'eau sanitaire. Le stock est saisonnier et fonctionne sans pompe à chaleur.

L'étude paramétrique est organisée autour d'une série de simulations de référence portant sur l'épaisseur de l'aquifère et le débit d'injection. Les autres paramètres et conditions d'exploitations sont maintenus constants.

On reconduit un certain nombre de ces simulations de référence en modifiant les paramètres géologiques ou les conditions d'exploitation dont on veut étudier l'effet. Outre l'épaisseur de l'aquifère et le débit d'injection, les températures d'injection, les conductivités hydrauliques de l'aquifère, les contrastes de conductivité, les fréquences d'injection, les phases de repos, les scénarios de soutirage et les configurations en doublets sont ainsi analysés.

Les cellules de convection naturelle apparaissent comme un phénomène fortement négatif sur les performances d'un stock. Elles sont favorisée par l'accroissement de l'épaisseur et de la conductivité hydraulique, ainsi que par la diminution du débit d'injection.

Les pertes thermiques par conduction dans les épontes sont également un facteur défavorable, mais dans une moindre mesure toutefois.

A une épaisseur d'aquifère donnée correspond un débit d'injection optimal, qui constitue le meilleur équilibre entre les pertes par effet de densité-viscosité et les pertes par conduction par les épontes. Il fournit un taux de récupération optimal. Toutefois, ce débit optimal ne constitue pas le taux de récupération maximal, puisqu'il peut être amélioré par un débit ou une température d'injection plus élevés.

A un débit d'injection donné correspond un taux de récupération maximal, lequel n'est atteignable qu'avec un aquifère d'épaisseur optimale.

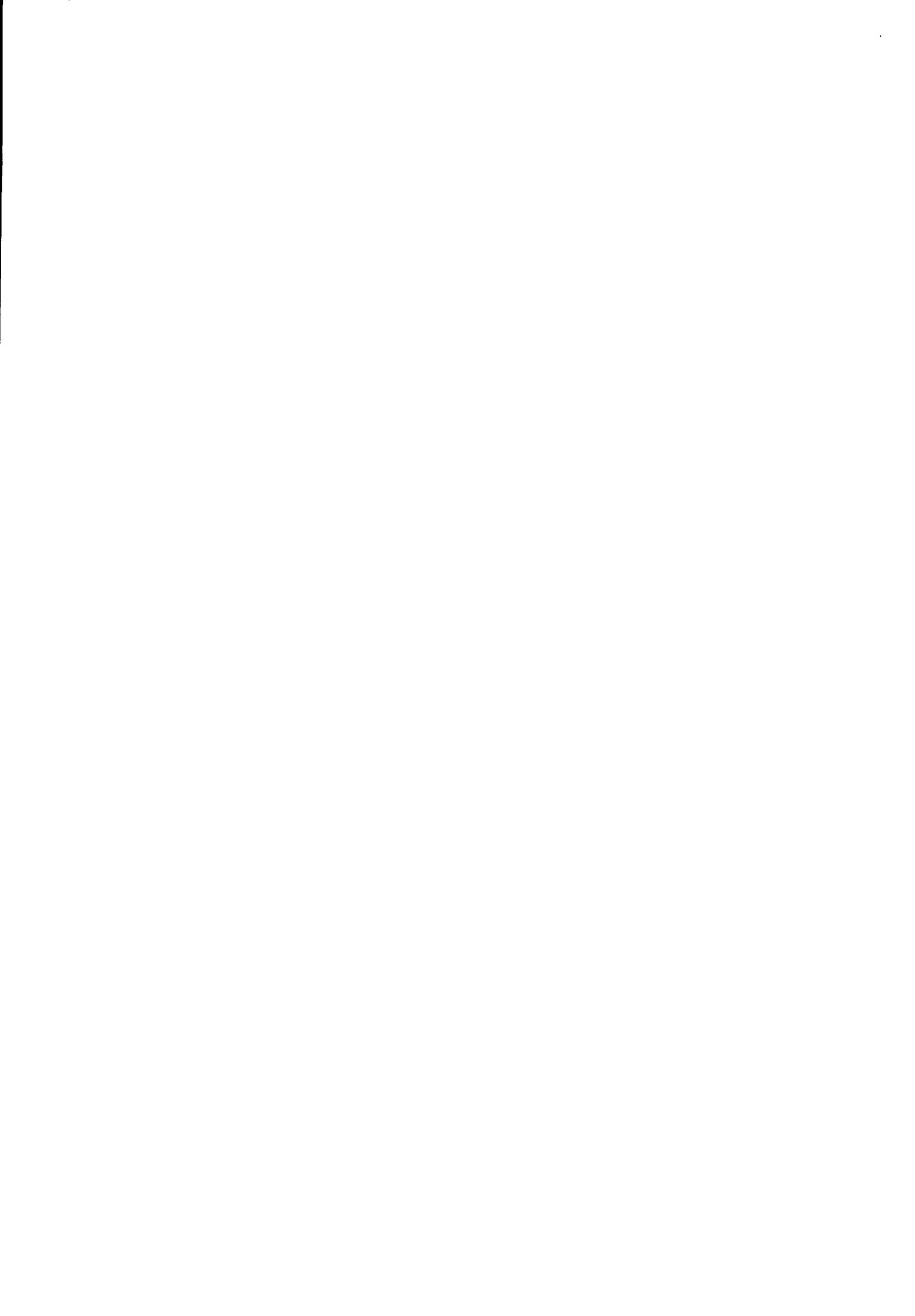
La température d'injection se comporte sur le stock de la même manière que l'épaisseur de l'aquifère pour un débit de charge donné: il y a une température optimale. Une température trop faible diminue le rendement, tandis qu'une température trop élevée installe des cellules de convection naturelle.

Il est en général préférable d'accroître la température d'injection que le débit.

En terme d'optimisation de la puissance thermique à disposition, le scénario le plus favorable est un débit croissant lors de la décharge. Le scénario précis est différent pour chaque problème.

Les performances d'un stock de chaleur en aquifère sont le résultat complexe des nombreux paramètres qui entrent en jeu. Dans l'utilisation recherchée, on recommandera un débit d'injection d'au minimum $100\text{m}^3/\text{j}$ durant 6 mois, et même plutôt 500 à $1000\text{m}^3/\text{j}$, à une température de 80°C au moins. Une température d'injection de 60°C devra être associée à un débit de $1000\text{m}^3/\text{j}$ au moins.

Les cibles géologiques proposées en Suisse sont les alluvions fluviales récentes de remplissage de vallées glaciaires, les dépôts fluvio-glaciaires et les cônes alluviaux.



Abstract

In this work, a parametric study is done with computational methods for groundwater flow and heat transport in order to describe the dominant physical phenomena in an Aquifer Thermal Energy Storage (ATES). Optimum operating conditions and geological parameters are deduced from it.

The intended use of the ATES is the domestic water or space heating. The stock is seasonal and functions without heat pump.

Parametric study is organized as a serie of reference simulations relating to the thickness of the aquifer and the injection flow rate. The other parameters and operating conditions of are kept constant.

Other simulations are done and compared to the reference simulations in order to describe the influence of injection temperature, hydraulic conductivity, anisotropy, injection frequencies, phases of rest, outflow rate and doublet wells.

The cells of natural convection are strongly affecting the performances of an ATES. The thermal losses by conduction trough bedrock and caprock is an unfavourable factor as well, but to a lesser extent however.

The increase of inflow rate always improves the efficiency, whereas an optimum aquifer thickness exists for each inflow rate. This optimum is characterised by weak natural convection phenomena. A greater thickness means strong density-viscosity effects, while a thinner aquifer forms a horizontally stretched stock, with increased conductive losses through the bedrock and cap rock. A maximum thermal recovery rate exists for a given flow rate. This maximum increases with inflow rate.

The injection temperature behaves on the stock in the same way as the aquifer thickness for a given inflow: there is an optimal temperature.

However it is in general preferable to increase the injection temperature instead of the inflow rate

In term of optimization of the thermal power at disposal, the most favorable scenario is an increasing flow during the discharge. The precise scenario is different for each problem.

The performances of a ATES are the complex result of the many parameters which enter in plays. One will recommend an inflow rate of at least $100\text{m}^3/\text{d}$ during 6 months, and even rather $500 - 1000\text{m}^3/\text{d}$ with an injection temperature of 80°C at least.

An injection temperature of 60°C will have to be associated with an inflow of $1000\text{m}^3/\text{d}$ at least.

The geological targets proposed in Switzerland are the quaternary alluvial deposits filling the former glaciated valleys, fluvioglacial deposits and alluvial fans.



Chapitre 1 Introduction

1.1 Problématique et objectifs

Ce travail présente les études menées sur le fonctionnement thermo-hydraulique du stockage de chaleur en aquifère. Il a été réalisé sur mandat de l'Office Fédéral de l'Energie (OFEN).

Les nappes aquifères: un réservoir potentiel pour la chaleur

Dans un stockage de chaleur en aquifère, le sol, par sa nature poreuse fait office de réservoir dans lequel on injecte de l'eau préalablement chauffée. En raison de la capacité thermique élevée de l'eau, c'est elle qui constitue principalement la phase porteuse d'énergie (par exemple de Marsily (1978)). L'intérêt de l'aquifère est donc qu'il forme un réservoir naturel, souvent de grand volume et disponible à faibles coûts.

L'utilisation des aquifères comme stockage saisonnier de chaleur

Bien que les transferts thermiques entre la phase liquide et la phase solide soient très rapides lorsque celui-ci est composé de grains de quelques millimètres à quelques centimètres (Carslaw, 1959), l'utilisation d'un aquifère comme stock de chaleur possède une inertie assez importante. Le comportement hydraulique des aquifères ne permet en effet pas des transferts d'énergie adaptés à soutenir des demandes importantes très rapidement. Notons toutefois qu'il est tout de même en cela nettement supérieur aux stocks souterrains purement conductifs. Il est donc bien adapté au stockage saisonnier en zone tempérée, qui demande des apports relativement constants.

Les sources d'énergie

L'énergie fournie au stock peut provenir de systèmes de captage d'énergie solaire, puisque celle-ci est abondante en période estivale. Elle peut également résulter de rejets industriels (par exemple: incinération de déchets). Dans le premier cas l'apport n'est pas continu, variant au fil de la saison chaude et de l'ensoleillement journalier.

Cadre, buts et méthodes de l'étude

Ce travail se donne comme cadre l'exploitation des nappes aquifères comme stocks convectifs saisonniers dont l'utilisation sert de source de chaleur pour un système de chauffage de bâtiments ou de préchauffage d'eau sanitaire. Cette utilisation se fait sans l'apport de pompes à chaleur et fixe donc une limite inférieure aux températures de restitution attendues.

Les buts sont la détermination du fonctionnement thermo-hydraulique d'un stock en aquifère. Celle-ci doit amener:

- la définition de conditions d'exploitations optimales et minimales
- la détermination des paramètres géologiques optimaux
- l'identification de cibles géologiques potentielles en Suisse

Pour cela, des méthodes de résolution numérique sont utilisées sur des modèles de transport de chaleur par conduction - convection et des modèles couplant le transport de chaleur et les écoulements souterrains.

1.2 Structure du travail

- Au chapitre 2, les phénomènes de convection naturelle au sein d'un stock de chaleur sont brièvement exposés.
- Au chapitre 3, deux modèles de transport de chaleur par conduction - convection (en système cylindrique et en système sphérique) sont présentés. Le but de ces modèles est d'aborder le problème d'une façon simplifiée et de déterminer les performances maximales de systèmes 'parfaits', c'est à dire avec des pertes thermiques par

conduction n'ayant lieu qu'au sein de l'aquifère faisant office de stock (et non par les épontes) et sans phénomènes de convection naturelle. Un modèle couplant les problèmes thermiques et hydrauliques (FEFLOW) est également présenté. Ce modèle, permettant des géométries axisymétriques et 3D comporte des caractéristiques particulièrement appropriées à la modélisation de flux thermo-hydrauliques, comme des lois évoluées de dépendance de la viscosité et de la densité de l'eau à la température et la suppression de l'approximation de Boussinesq.

- Le chapitre 4 est divisé en cinq parties. Il vise l'identification des processus dominants par l'étude paramétrique et apporte ainsi une discussion sur les paramètres géologiques et les conditions d'exploitation.

La première partie dresse la listes des paramètres thermo-hydrauliques et des gammes de conditions d'exploitations utilisés. Une discussion est effectuée sur certains paramètres et des valeurs de référence sont fixées.

Dans la deuxième partie, les modèles non-couplés sont utilisés dans le but d'apporter un éclairage sur les performances d'un stock face à diverses gammes de conditions d'exploitation.

La troisième est consacrée à la constitution des problèmes traités à l'aide du modèle couplé. Une attention particulière est apportée aux problèmes posés par les conditions limites.

On décrit dans la quatrième partie du chapitre 4 les divers travaux de simulation effectués à l'aide du modèle couplé. Une série de simulations de référence est établie en fonction de l'épaisseur de l'aquifère et du débit d'injection. Elle sert de base à d'autres investigations portant sur les températures d'injection, les conductivités hydrauliques de l'aquifère, les fréquences d'injection, les phases de repos, le scénario de soutirage et les configurations en doublet.

La dernière partie apporte les conclusions du chapitre.

Le chapitre 4 comporte, après chaque discussion portant sur les paramètres géologiques de l'aquifère ou les conditions d'exploitation, des conclusions qui sont numérotées. Elles sont réutilisées -sous cette forme numérique- dans la suite du document et sont réunies en annexe F.

- Le chapitre 5 est consacré à des cas réels de stocks en aquifère. On décrit brièvement ces stocks et on montre dans quelle mesure les résultats des travaux de modélisation réalisés ici s'adaptent à ces cas.

- Le chapitre 6 apporte les conclusions de cette étude en définissant les conditions d'exploitation et paramètres optimaux et en décrivant les cibles géologiques possibles en Suisse.

Chapitre 2 Phénomènes de convection naturelle au sein d'un stock de chaleur en aquifère

Le chapitre 3 décrit la façon dont sont considérés à l'échelle macroscopique les transferts thermiques. On se rapportera au travail de Sauty (1981) pour l'étude détaillée des phénomènes physiques à l'échelle microscopique (conduction, convection forcée, rayonnement et effet Dufour) et du passage à l'échelle macroscopique. Le chapitre 4 entreprend des discussions sur certains phénomènes physiques comme la dispersivité thermique.

Ainsi on se contentera ici de ne présenter que le fonctionnement des phénomènes de convection naturelle au sein d'un stock de chaleur en aquifère, ceux-ci étant largement rencontrés au chapitre 4.

2.1 Basculement du front thermique

Le phénomène de basculement du front thermique dans un régime à convection forcée provient des effets de densité et viscosité dans le fluide. Si l'on considère un aquifère situé entre deux épontes, l'injection selon un flux horizontal d'eau plus chaude crée dans un premier temps un front thermique vertical dans l'aquifère. Ce front est diffusé par effet de conduction thermique. Cette conduction se déroule également dans les épontes et la température de l'aquifère dans la zone chaude décroît donc à proximité de celles-ci. La masse volumique de l'eau diminuant avec la température en dessus de 4°C (§3.1.3.2), l'eau au sein de l'aquifère a tendance à monter vers sa partie supérieure. Comme la viscosité de l'eau diminue également avec la température (§3.1.3.1) le flux de Darcy est plus important à cet endroit (équation 3.22). En conséquence, le transfert thermique convectif est également plus élevé (équation 3.3) et le front thermique progresse plus rapidement.

Avec les effets de conduction dans les épontes, le front thermique se présente alors sous une forme de langue progressant dans l'aquifère.

La figure 2.1 présente une coupe isotherme issue d'un problème du §4.4 illustrant le phénomène du basculement du front thermique.

Hellström et al. (1979) proposent un modèle permettant de calculer l'importance du basculement. Il est résumé en annexe E.

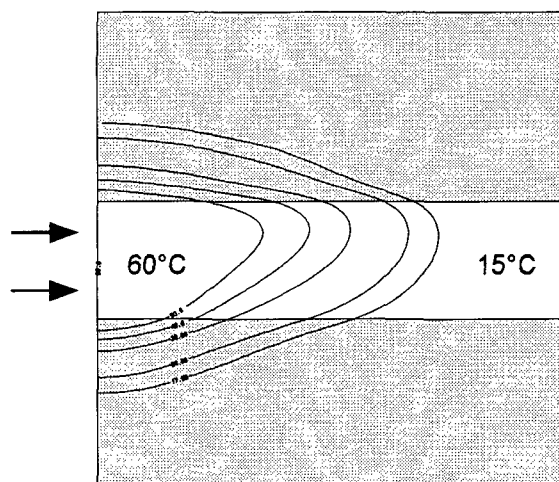


Figure 2.1: Basculement du front thermique.

2.2 Cellules de convection naturelle

Lorsque les gradients thermiques ne sont pas verticaux au sein d'un aquifère, l'équilibre hydrostatique n'est plus respecté et un régime rotationnel fermé peut s'installer. Dans le cas d'une injection d'eau chaude distribuée uniformément sur l'épaisseur de l'aquifère, ce régime est amorcé par le basculement du front thermique décrit ci-dessus.

Bejan (1983) détermine le nombre de Nusselt pour un milieu poreux où le flux thermique est réparti uniformément entre deux bords verticaux. Le transfert thermique est également étudié expérimentalement par Prasad et al. (1986) et numériquement par Prasad (1986) pour un système cylindrique chargé par le centre. Nagano et al. (2000) proposent aussi une étude expérimentale et numérique sur une section linéaire refroidie à son sommet et à sa base.

La figure 2.2 présente une coupe isotherme issue d'un problème du §4.4 illustrant l'action des cellules de convection naturelle sur les lignes de courant et les isothermes.

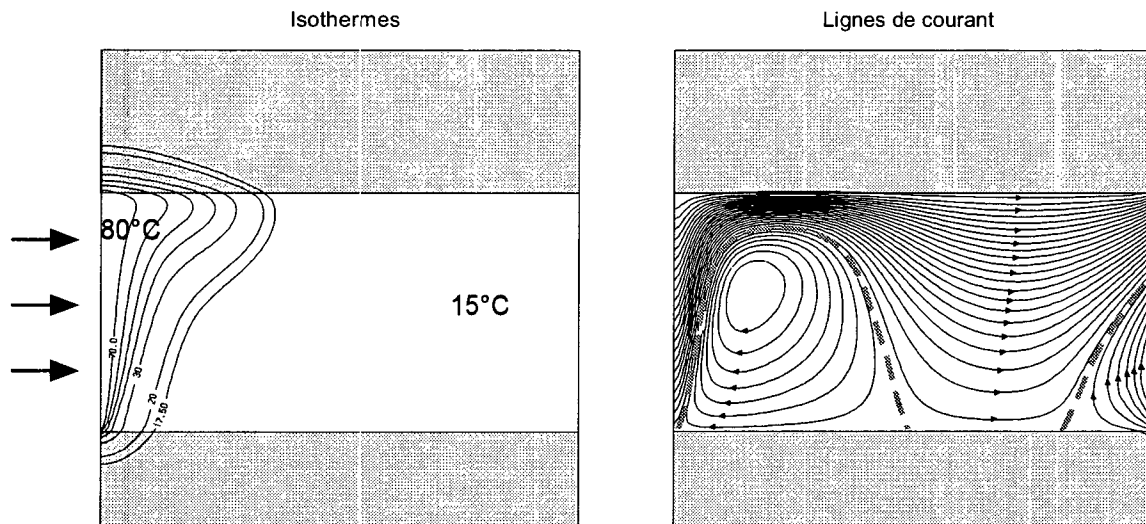


Figure 2.2: Cellules de convection naturelle: coupe isotherme et lignes de courant.

Chapitre 3 Méthodes de simulation

3.1 Modèle numérique couplé FEFLOW

La plupart des simulations effectuées pour l'étude paramétrique (§4) ont été réalisées à l'aide du logiciel FEFLOW. Il s'agit d'un programme de calcul des écoulements souterrains et du transport de chaleur et de matière par la méthode des éléments finis, développé par la compagnie WASY GmbH à Berlin (Diersch, 1996). Les versions 4.7 et 4.8 ont été utilisées, sur station de calcul DecAlpha (OS: UNIX).

Ce programme comporte certaines caractéristiques particulièrement appropriées à la modélisation de flux thermo-hydraulique, comme des lois évoluées de dépendance de la viscosité et de la densité de l'eau à la température et la suppression de l'approximation de Boussinesq.

On en présente ici les bases physiques, les équations de continuité, les principales lois de constitution utilisées et les méthodes employées pour les résoudre. Pour plus de détails, on se référera au manuel de FEFLOW (Diersch, 1998b) ou aux ouvrages classiques traitant des écoulements souterrains (par exemple Huyakorn et Pinder (1983), de Marsily (1981), Nield et Bejan (1992)).

3.1.1 Hypothèses physiques de base

Le modèle mathématique utilisé pour simuler en 2D ou 3D les flux couplés hydrauliques et thermiques à l'échelle de l'aquifère se base sur les hypothèses suivantes:

- Milieu poreux:* Le milieu poreux est continu. Légèrement compressible, il est inerte et indéformable. Ses propriétés hydrauliques et thermiques sont hétérogènes et anisotropes.
- Fluide:* Le flux hydraulique est soumis à la loi de Darcy généralisée aux flux rotationnels, avec dépendance de la viscosité et de la densité à la température.
- Continuité:* Conservation de la masse et transport de chaleur par convection, conduction et dispersion.

3.1.2 Equations de continuité

Phase fluide

L'équation de continuité de la phase fluide en milieu poreux s'écrit:

$$\frac{\partial(\phi\rho)}{\partial t} + \nabla \cdot \rho\mathbf{q} = 0 \quad (3.1)$$

avec ϕ [-] désignant la porosité de la matrice, ρ [kgm^{-3}] la masse volumique du fluide et \mathbf{q} [ms^{-1}] le vecteur flux. Ce dernier obéit à la loi de Darcy:

$$\mathbf{q} = -\frac{\mathbf{k}}{\mu}(\nabla p + \rho g \nabla z) \quad (3.2)$$

avec le tenseur de perméabilité du milieu \mathbf{k} [m^2], la viscosité dynamique du fluide μ [$\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$], la pression de pore du fluide p [Nm^{-2}] et l'accélération terrestre g [ms^{-2}].

Chaleur

L'équation de conservation de la chaleur pour le transport par convection, conduction et dispersion s'écrit:

$$\boxed{(\rho c)_a \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho c)_i \mathbf{q} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (\lambda'_a \nabla T)} \quad (3.3)$$

où $(\rho c)_a$ [$\text{Jm}^{-3}\text{K}^{-1}$] désigne la capacité thermique volumique du milieu. Elle est définie par:

$$(\rho c)_a = \phi(\rho c)_i + (1-\phi)(\rho c)_s \quad (3.4)$$

où $(\rho c)_i$ et $(\rho c)_s$ [$\text{Jm}^{-3}\text{K}^{-1}$] sont les capacités thermiques volumiques de la phase fluide (l), respectivement solide (s). Dans l'équation (3.3), λ'_a [$\text{Jm}^{-1}\text{s}^{-1}\text{K}^{-1}$] désigne encore le tenseur hydrodynamique de conduction et dispersion thermique. Ce dernier exprime la conduction thermique dans la phase solide et la conduction et la dispersion thermique dans la phase fluide. Il s'écrit:

$$\lambda'_a = \underbrace{\left((1-\phi)\lambda_s \mathbf{I} + \phi\lambda_l \mathbf{I} \right)}_{\text{conduction dans (l) et (s)}} + (\rho c)_i \underbrace{\left[(\alpha_L - \alpha_T) \frac{\mathbf{q} \otimes \mathbf{q}}{\|\mathbf{q}\|} + \alpha_T \|\mathbf{q}\| \mathbf{I} \right]}_{\text{dispersion}} \quad (3.5)$$

où les conductivités thermiques de la phase solide, respectivement fluide, sont désignées par λ_s et λ_l [$\text{Jm}^{-1}\text{s}^{-1}\text{K}^{-1}$]. \mathbf{I} dénote la matrice identité et \otimes un produit tensoriel. La conduction thermique est ainsi isotrope dans les phases fluide et solide. Par contre, la dispersion est anisotrope: α_L et α_T [m] désignent les coefficients longitudinaux, respectivement transversaux de dispersivité. La dispersion est maximale (α_L) dans la direction du flux hydraulique, minimale (α_T) perpendiculairement.

Lorsque la dispersion thermique n'est pas prise en compte, les coefficients α_L et α_T sont nuls et on peut remplacer le tenseur λ'_a par le scalaire λ_a [$\text{Jm}^{-1}\text{s}^{-1}\text{K}^{-1}$], qui ne représente que la conductivité thermique du milieu:

$$\lambda_a = (1-\phi)\lambda_s + \phi\lambda_l \quad (3.6)$$

3.1.3 Equations d'état

Trois équations d'état (3.4 à 3.6) ont déjà été décrites au chapitre 3.1.2 précédent. On présente ici les deux lois de constitution (équations d'état) utilisées pour le couplage des équations de transport de chaleur et de mouvement du fluide (viscosité dynamique et masse volumique du fluide), ainsi que celle concernant la porosité, indépendante de la température. Les lois constitutives définissant la charge hydraulique (3.16) et la conductivité hydraulique (3.22), classiques, seront indiquées au chapitre 3.1.4 suivant.

3.1.3.1 Viscosité dynamique du fluide

La loi décrivant la variation de la viscosité dynamique du fluide en fonction de la température est dérivée de Mercer et Pinder (1974). Le facteur de correction μ_0/μ utilisé dans l'équation de Darcy en charge hydraulique (cf. §3.1.4, équation 3.22) est alors défini ainsi:

$$\frac{\mu_0}{\mu(T)} = \frac{1 + 0.7063\zeta - 0.04832\zeta^3}{1 + 0.7063\zeta_{(T=T_0)} - 0.04832\zeta_{(T=T_0)}^3}, \quad \zeta = \frac{(T-150)}{100} \quad (3.7)$$

où T est en °C et T_0 est une température de référence arbitraire.

3.1.3.2 Masse volumique du fluide

La masse volumique du fluide est fonction de la charge hydraulique H [m] (définie au § 3.1.4) et de la température. On peut ainsi écrire:

$$\rho = \rho(H, T) \quad (3.8)$$

La différentielle totale est alors:

$$d\rho = \frac{\partial\rho}{\partial H}dH + \frac{\partial\rho}{\partial T}dT = \underbrace{\left(\frac{1}{\rho}\frac{\partial\rho}{\partial H}\right)}_{\bar{\gamma}}\rho dH + \underbrace{\left(\frac{1}{\rho}\frac{\partial\rho}{\partial T}\right)}_{-\bar{\beta}}\rho dT \quad (3.9)$$

où $\bar{\gamma}$ [m^{-1}] désigne la compressibilité du fluide et $\bar{\beta}$ [K^{-1}] son coefficient d'expansion volumétrique. La forme classique de l'équation décrivant la variation de la densité du fluide avec la charge hydraulique et température est la suivante:

$$\rho(T) = \rho_0 \left(1 + \bar{\gamma}(H - H_0) - \bar{\beta}(T - T_0)\right) \quad (3.10)$$

où ρ_0 est la densité du fluide à la température de référence T_0 et H_0 un potentiel hydraulique de référence. Généralement, le coefficient d'expansion $\bar{\beta}$ est considéré constant, ce qui implique, à charge constante, une expansion linéaire du fluide, dépendante de T_0 .

Perrochet (1996) propose une méthode permettant de calculer un coefficient d'expansion non-linéaire, permettant de mieux approcher le comportement physique "exacte" de la densité de l'eau entre 0°C et 100°C. Cette méthode est incorporée dans le modèle. Perrochet utilise un polynôme du 6^e degré pour décrire la variation de la densité du fluide:

$$\rho(T) = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 + fT^5 + gT^6 \quad (3.11)$$

On a choisit les coefficients suivants, en fonction de données expérimentales (Kell, 1967), valables pour l'eau douce:

$$\begin{aligned} a &= 9.998677 \cdot 10^2 & b &= 6.764771 \cdot 10^{-2} & c &= -8.993699 \cdot 10^{-3} & d &= 9.143518 \cdot 10^{-5} \\ e &= -8.907391 \cdot 10^{-7} & f &= 5.291959 \cdot 10^{-9} & g &= -1.359813 \cdot 10^{-11} \end{aligned}$$

où a est la densité à $T=0^\circ C$.

La figure 3.1 compare le comportement de la masse volumique calculée à l'aide de l'équation du 6^{ème} ordre (3.11) avec celle calculée à l'aide de l'équation linéaire (3.10) ($H=H_0$, $T_0=0$ [°C], $\rho_0=1000$ [kgm^{-3}], $\bar{\beta}=0.4$ [K^{-1}]) et avec les données de Krell.

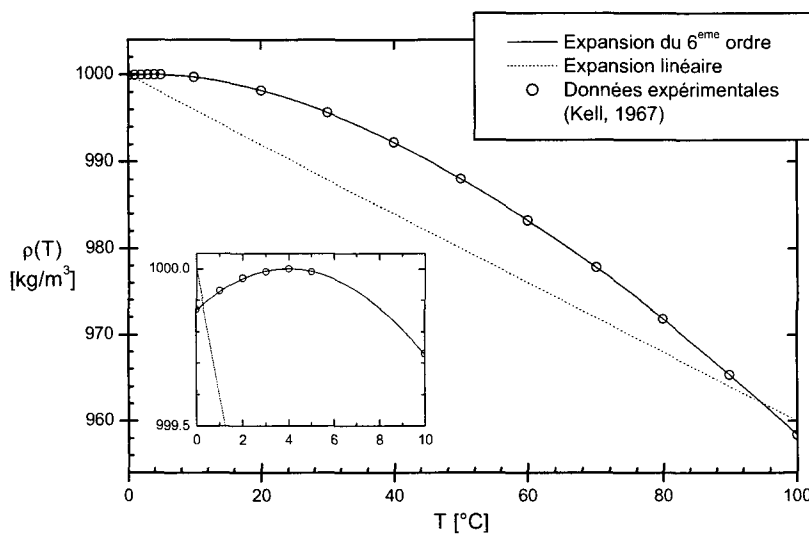


Figure 3.1: Expansion volumique de la phase fluide en fonction de la température (d'après Perrochet, 1996).

Le coefficient d'expansion $\bar{\beta}$ est dérivé par une série de Taylor autour de T_0 . Il en résulte:

$$\begin{aligned} \bar{\beta}(T) = & -\frac{1}{\rho_0} [(b + 2cT_0 + 3dT_0^2 + 4eT_0^3 + 5fT_0^4 + 6gT_0^5) + \\ & (c + 3dT_0 + 6eT_0^2 + 10fT_0^3 + 15gT_0^4 + 6gT_0^5)(T - T_0) + \\ & (d + 4eT_0 + 10fT_0^2 + 20gT_0^3)(T - T_0)^2 + \\ & (e + 5fT_0 + 15gT_0^2)(T - T_0)^3 + \\ & (f + 6gT_0)(T - T_0)^4 + \\ & g(T - T_0)^5] \end{aligned} \quad (3.12)$$

Dès lors, le terme $\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T}$ n'est plus constant dans l'équation (3.10) et on le désigne par $-\bar{\beta}'$:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} = \frac{\bar{\beta}(T) + \frac{\partial \bar{\beta}(T)}{\partial T} (T - T_0)}{1 - \bar{\beta}(T)(T - T_0)} = -\bar{\beta}' \quad (3.13)$$

3.1.3.3 Porosité

La déformation du squelette due à la pression interstitielle modifie la porosité du milieu, sans que les effets de température ne soient pris en compte:

$$\phi = \phi(H) \quad (3.14)$$

La différentielle s'écrit:

$$d\phi = \frac{\partial \phi}{\partial H} dH = \underbrace{\left(\frac{1}{(1-\phi)} \frac{\partial \phi}{\partial H} \right)}_{\Upsilon} (1-\phi) dH \quad (3.15)$$

avec le coefficient de compressibilité du squelette rocheux Υ [m^{-1}].

3.1.4 Expression de l'équation de continuité de la phase fluide en fonction de la charge hydraulique, suppression de l'approximation de Boussinesq

On décrit ici les étapes qui permettent d'exprimer l'équation de continuité (3.1) en fonction de la charge hydraulique. Cette démarche est importante puisqu'elle aboutit à l'équation de continuité de la phase fluide réellement utilisée, et qu'elle met en évidence l'approximation de Boussinesq.

La charge hydraulique H [m] est définie par la loi constitutive:

$$H = z + \int_0^p \frac{dp}{\rho g} \quad (3.16)$$

On peut décomposer l'équation (3.1) de la sorte:

$$\underbrace{\phi \frac{\partial \rho}{\partial t}}_1 + \underbrace{\rho \frac{\partial \phi}{\partial t}}_2 + \underbrace{\mathbf{q} \nabla \rho}_3 + \underbrace{\rho \nabla \mathbf{q}}_4 = 0 \quad (3.17)$$

En utilisant les équations (3.9) et (3.13), le premier terme de cette équation s'écrit:

$$\phi \frac{\partial \rho}{\partial t} = \phi \rho \left(\bar{\gamma} \frac{\partial H}{\partial t} - \bar{\beta}' \frac{\partial T}{\partial t} \right) \quad (3.18)$$

Le deuxième terme devient, à l'aide de l'équation (3.15):

$$\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} = \rho \Upsilon (1 - \phi) \frac{\partial H}{\partial t} \quad (3.19)$$

On utilise à nouveau les équations (3.9) et (3.13) pour transformer le troisième terme de l'équation (3.17):

$$\mathbf{q} \nabla \rho = \mathbf{q} \phi \left(\underbrace{\bar{\gamma} \rho \nabla H}_{\approx 0} - \bar{\beta}' \rho \nabla H \right) \quad (3.20)$$

En négligeant dans cette dernière équation la compression du fluide due à la pression hydraulique ($\bar{\gamma} \rho \nabla H \approx 0$), on peut réécrire l'équation de continuité de la phase fluide en milieu poreux (3.17) en fonction de la charge hydraulique:

$$\boxed{S_s \frac{\partial H}{\partial t} + \nabla \mathbf{q} = \underbrace{\phi \bar{\beta}' \frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{q} \bar{\beta}' \nabla T}_{Q_{BE}}} \quad (3.21)$$

avec le coefficient d'emmagasinement spécifique $S_s = \phi \bar{\gamma} + (1 - \phi) \Upsilon$, [m^{-1}]. (3.21b)

Le terme de droite de l'équation (3.21) est appelé Q_{BE}

L'équation de Darcy (3.2) également peut s'exprimer en fonction de la charge. En introduisant la température arbitraire T_0 , à laquelle $\rho_0 = \rho(T_0)$ et $\mu_0 = \mu(T_0)$, elle devient:

$$\mathbf{q} = -\frac{\mathbf{k} \rho_0 g}{\mu_0} \frac{\mu_0}{\mu} \left(\nabla \frac{p}{\rho_0 g} + \frac{\rho}{\rho_0} \nabla z \right) = -\mathbf{K}_0 \frac{\mu_0}{\mu} \left(\nabla H + \frac{(\rho - \rho_0)}{\rho_0} \nabla z \right) \quad (3.22)$$

où $\mathbf{K}_0 = \mathbf{k} \rho_0 g / \mu_0$ [m/s] est le tenseur de conductivité hydraulique à T_0 . Il est décrit au chapitre 4 (équations 4.1 et 4.2) pour les systèmes 2D et 3D.

L'équation (3.21) est l'équation de continuité de la phase fluide réellement résolue par le logiciel FEFLOW. Cette équation comprend un terme source à droite (Q_{BE}) non-nul. Cela signifie que l'approximation de Boussinesq n'est pas utilisée.

On remarque toutefois que le terme Q_{BE} contient en lui-même une approximation, la compressibilité du fluide y étant négligée (équation 3.20).

3.1.5 Résolution numérique

3.1.5.1 Discrétisation et résolution des systèmes matriciels

L'équation (3.21) est discrétisée selon la méthode de Crank-Nicholson-Galerkin (schéma centré en temps et espace, sans upwind) : avec les possibilités évoluées de raffinement de maillage de FEFLOW, les phénomènes de dispersion numérique ne sont ainsi pas à craindre. Les équations de continuité et les lois de constitution utilisées amènent des systèmes matriciels fortement non-linéaires. Lorsque les problèmes sont relativement petits (jusqu'à 5'000 nœuds environ), on utilise une méthode directe de résolution de ces systèmes: élimination de Gauss, avec schéma de réorganisation des nœuds "reverse Cuthill McKee" incorporé (Diersch, 1993b). Pour les problèmes plus importants, des méthodes itératives sont employées (généralement: décomposition incomplète de Cholesky pour les systèmes d'équations symétriques et Lanczos-BiCGSTABP pour les systèmes non-symétriques (Diersch, 1993a)).

3.1.5.2 Contrôle automatique du pas de temps

Un contrôle automatique du pas de temps est effectué à l'aide d'un schéma de prédiction-corrrection (forward Adams-Bashforth/backward Trapezoid rule, AB/TR). En outre, une limitation du taux d'accroissement du pas de temps entre chaque itération ainsi qu'un pas de temps maximum sont en général imposés.

3.1.5.3 Critère de convergence et d'erreur

Soit ψ la solution exacte et ψ^π la solution donnée par le schéma de prédiction-corrrection AB/TR utilisé. L'erreur est définie par:

$$|e_i| = \frac{|\psi_i - \psi_i^\pi|}{3 \left(1 + \frac{\Delta t_{n-1}}{\Delta t_n}\right)} \quad (3.23)$$

où l'indice i indique le i -ème composant des vecteurs ψ et ψ^π , et où l'indice n désigne l'incrément de temps et Δt le pas de temps.

La norme L_p est définie par :

$$\|\mathbf{e}\|_{L_p} = \left[\frac{1}{m (\psi_{\max})^p} \sum_{i=1}^m |e_i| \right]^{\frac{1}{p}} \quad (3.24)$$

où m est le nombre de composantes du vecteur ψ et ψ_{\max} la valeur maximale de ces composantes.

On utilise en général la norme L_2 ($P=2$, norme euclidienne des moindres carrés). La norme absolue L_1 ($P=1$) est également utilisée dans certains cas.

A chaque pas de temps, le critère :

$$\|\mathbf{e}\|_{L_p} \leq 10^{-3} \quad (3.25)$$

est appliqué pour déterminer si le processus itératif est stoppé.

3.2 Modèles numériques et analytiques simples

La première partie du chapitre 4 comprend une étude visant à aborder d'une façon simplifiée le problème de la taille limite d'un stock en aquifère. On utilise pour cela des modèles triviaux, basé uniquement sur le transport de chaleur par conduction et convection. Deux modèles simples en coordonnées sphériques et cylindriques sont tout d'abord présentés, ainsi qu'un modèle cylindrique avec pertes aux épontes.

On expose ici les équations de continuité utilisées par ces modèles ainsi que les conditions limites et initiales employées. Les solutions sont développées en termes adimensionnels. Dans les deux premiers cas, deux procédés de transformation sont proposés, permettant ensuite, par comparaison des résultats, de mieux appréhender certains phénomènes (chapitre 4).

Les solutions analytiques des problèmes en régime permanent sont également décrites. Les problèmes transitoires quant à eux sont résolus par la méthode des éléments finis (schéma linéaire de Crank Nicholson – Galerkin, résolution du système matriciel par l'algorithme de Thomas).

3.2.1 Modèle en système sphérique

Dans un modèle où les flux thermiques et hydrauliques ne sont pas couplés, un stock sphérique, chargé depuis son centre (figure 3.2), doit correspondre à la meilleure géométrie en terme de conservation de l'énergie,

puisqu'il représente le meilleur facteur de forme (volume/surface). On établit ici un modèle basé sur l'équation de continuité du transport de chaleur par conduction et convection, en coordonnées sphériques.

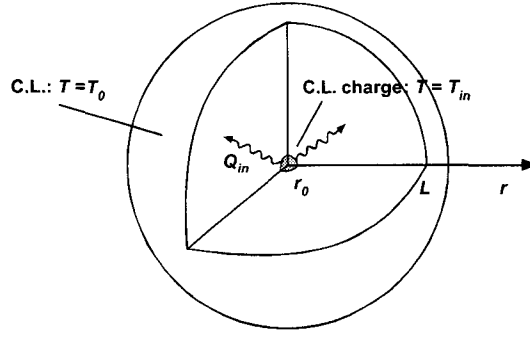


Figure 3.2: Modèle simple en coordonnées sphériques: la charge et la décharge se font depuis la surface définie par le rayon r_0 . Le rayon L représente la limite extérieure lorsque le domaine est fini. Les flèches ondulées représentent le sens du flux hydraulique en phase d'injection. Elles sont inversées en phase de décharge.

3.2.1.1 Equation de continuité en coordonnées sphériques

En coordonnées sphériques, l'équation de continuité du transport de chaleur par conduction et convection s'écrit:

$$\boxed{(\rho c)_a \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_a \left(\frac{2}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right) - \frac{Q(\rho c)_l}{4\pi r^2} \frac{\partial T}{\partial r}} \quad (3.26)$$

où:

r est la distance au centre [m],

Q est le débit hydraulique [m^3s^{-1}].

et où tous les autres paramètres ont été définis au chapitre 3.1

3.2.1.2 Solution adimensionnelle en régime permanent, coordonnées sphériques

On résout l'équation (3.26) pour le problème en régime permanent. Le membre de gauche est alors nul. Les conditions limites qui correspondent à l'injection d'eau à la température T_{in} [°C] depuis le rayon r_0 [m] sont les suivantes:

$$T(r_0) = T_{in} \quad \frac{\partial T}{\partial r}(\infty) = 0 \quad (3.27)$$

En posant les variables sans dimension:

$$T^* = \frac{T - T_0}{T_{in} - T_0}, \quad r^* = \frac{r}{r_0}, \quad Pe = \frac{Q(\rho c)_l}{4\pi \lambda_a r_0} \quad (3.28)$$

où T_0 représente la température initiale du stock, l'équation (3.26) fournit la solution adimensionnelle:

$$T^*(r^*) = \frac{1 - e^{\left(\frac{-Pe}{r^*}\right)}}{1 - e^{(-Pe)}} \quad (3.29)$$

Celle-ci correspond à un domaine semi-infini (r_0 représentant la limite "intérieure" finie du domaine, celui-ci étant d'extension infinie pour des $r > r_0$).

Pour un domaine d'extension finie, on remplace la deuxième des conditions limites décrites en (3.27) par:

$$T(L) = 0 \quad (3.30)$$

où L représente le rayon extérieur du stock. On pose encore:

$$L^* = \frac{L}{r_0} \quad (3.31)$$

et on trouve la solution:

$$T^*(r^*) = \frac{1 - e^{-\left(\frac{Pe}{L^*} \frac{Pe}{r^*}\right)}}{1 - e^{-\left(\frac{Pe}{L^*} - Pe\right)}} \quad (3.32)$$

On peut ainsi calculer à l'aide des équations (3.29) ou (3.32) la courbe de température t^* du stock, en fonction de r^* . Comme on se trouve en régime permanent, cette solution ne renseigne pas sur les performances d'un stock, mais fournit une coupe thermique d'un stock sphérique chargé en permanence.

La quantité d'énergie que représente un tel stock peut se calculer aisément. Dans le cas d'un stock semi-infini, on utilise l'équation (3.29) pour définir la fonction $r^*(T^*)$:

$$r^*(T^*) = -\frac{Pe}{\ln(1 - T^*(1 - e^{-Pe}))} \quad (3.33)$$

En considérant une température minimale d'utilisation T_{lim} , au-dessous de laquelle l'eau retirée du stock n'est plus exploitable (§ 4.1.2.3), on peut calculer la quantité d'énergie $E_{T_{lim}}$ que représente l'eau à plus de T_{lim} contenue dans le stock:

$$E_{T_{lim}} = 4\pi(\rho c)_a r_0^3 (T_{in} - T_0) \int_1^{r^*(T_{lim}^*)} (r^*)^2 [T^*(r^*) - T_{lim}^*] dr^* \quad (3.34)$$

avec:

$$T_{lim}^* = \frac{T_{lim} - T_0}{T_{in} - T_0} \quad (3.35)$$

où tous les termes dans l'intégrale sont sans dimension. La démarche est identique pour le cas d'extension finie (équation 3.32).

3.2.1.3 Expression de l'équation de continuité en variables réduites, coordonnées sphériques – 1^{ère} méthode

En posant:

$$T^* = \frac{T - T_0}{T_{in} - T_0} [-], \quad r^* = \frac{r}{r_0} [-], \quad t^* = t \frac{\lambda_a}{(\rho c)_a r_0^2} [-], \quad Pe = \frac{Q(\rho c)_l}{4\pi \lambda_a r_0} [-] \quad (3.36)$$

on transforme l'équation (3.26) en:

$$\boxed{\frac{\partial T^*}{\partial t^*} = \frac{\partial^2 T^*}{\partial r^{*2}} + \frac{2}{r^*} \frac{\partial T^*}{\partial r^*} - \frac{Pe}{r^{*2}} \frac{\partial T^*}{\partial r^*}} \quad (3.37)$$

L'intégration se fait différemment pour les phases de charge et de décharge. En considérant une succession de cycles composés d'une phase d'injection, d'une durée t_{in} , suivie d'une phase de décharge de même durée (figure 3.3), on utilise les conditions limites et initiales suivantes, en fonction du cycle n :

En phase de charge, au cycle n: $2(n-1) t_{in} \frac{\lambda_a}{(\rho c)_a r_0^2} \leq t^* < (2n-1) t_{in} \frac{\lambda_a}{(\rho c)_a r_0^2}$

C.I. au 1 ^{er} cycle n=1:	$T^*(r^*, 0) = 0$	(3.38)
C.I. au cycle n suivant:	$T^*(r^*, 2(n-1) t_{in} \frac{\lambda_a}{(\rho c)_a r_0^2}) = \text{température à la fin du cycle précédent}$	
C.L.	$T^*(\infty, t^*) = 0, \quad T^*(1, t^*) = 1$	

En phase de décharge, au cycle n: $(2n-1) t_{in} \frac{\lambda_a}{(\rho c)_a r_0^2} \leq t^* < 2n t_{in} \frac{\lambda_a}{(\rho c)_a r_0^2}$

C.I.	$T^*(r^*, (2n-1) t_{in} \frac{\lambda_a}{(\rho c)_a r_0^2}) = \text{température à la fin de la charge}$	(3.39)
C.L.	$T^*(\infty, t^*) = 0, \quad \frac{\partial T^*}{\partial r^*}(1, t^*) = 0$	

Si la durée de charge n'est pas égale à celle de la décharge, les termes temporels se modifient en conséquence. Si le débit de charge n'est pas identique au débit de décharge, le nombre de Péclet est différent pour les deux intégrations.

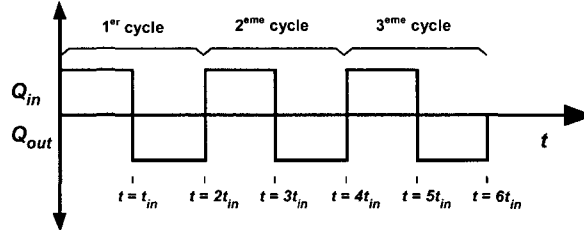


Figure 3.3: Débits lors de trois cycles composés chacun d'une phase de charge et d'une phase de décharge de même durée ($t_{in} = t_{out}$).

3.2.1.4 Expression de l'équation de continuité en variables réduites, coordonnées sphériques – 2^{de} méthode

On décrit ici une autre possibilité de transformer l'équation (3.26) en équation à termes adimensionnels. En posant les variables réduites:

$$T^* = \frac{T - T_0}{T_{in} - T_0}, \quad r^* = r \left(\frac{(\rho c)_a}{(\rho c)_l} \frac{4\pi}{3Q t_{in}} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad t^* = \frac{t}{t_{in}} \quad (3.40)$$

et le paramètre réduit

$$Pe = \frac{1}{\lambda_a} \left(\frac{3 Q (\rho c)_l}{4 \pi} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{(\rho c)_a}{t_{in}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad [-] \quad (3.41)$$

on obtient:

$$\frac{\partial T^*}{\partial t^*} = \frac{1}{Pe} \left(\frac{\partial^2 T^*}{\partial r^{*2}} + \frac{2}{r^*} \frac{\partial T^*}{\partial r^*} \right) - \frac{1}{3r^{*2}} \frac{\partial T^*}{\partial r^*} \quad (3.42)$$

A nouveau, l'intégration se fait en deux temps. En outre, si la durée d'injection t_{in} n'est pas égale à la durée de décharge t_{out} , ou si le débit d'injection n'équivaut pas à celui de production (décharge), le nombre de Péclet et le rayon réduit r^* prennent des valeurs différentes entre les phases de charge et décharge. Si $t_{in} = t_{out}$ (figure 3.2) le problème se pose de la façon suivante:

En phase de charge, au cycle n: $2(n-1) \leq t^* < 2n-1$

C.I. au 1 ^{er} cycle n=1:	$T^*(r^*, 0) = 0$	(3.43)
C.I. au cycle n suivant:	$T^*(r^*, 2(n-1)) = \text{température à la fin du cycle précédent}$	
C.L.	$T^*(\infty, t^*) = 0, \quad T^*\left(r_0 \left(\frac{(\rho c)_a}{(\rho c)_l} \frac{4\pi}{3Qt_{in}} \right)^{\frac{1}{3}}, t^*\right) = 1$	

En phase de décharge, au cycle n: $2n-1 \leq t^* < 2n$

C.I.	$T^*(r^*, (2n-1)) = \text{température à la fin de la charge}$	(3.44)
C.L.	$T^*(\infty, t^*) = 0, \quad \frac{\partial T^*}{\partial r^*} \left(r_0 \left(\frac{(\rho c)_a}{(\rho c)_l} \frac{4\pi}{3Qt_{in}} \right)^{\frac{1}{3}}, t^* \right) = 0$	

Comme pour le cas précédent, les termes temporels sont modifiés en conséquence si la durée de charge n'est pas égale à celle de la décharge.

3.2.2 Modèle en système cylindrique

Le modèle 1D en coordonnées sphériques correspond à un domaine axisymétrique défini par le rayon intérieur r_0 et le rayon extérieur L . L'épaisseur h du stock est introduit dans les équations. On remarquera que, contrairement au cas sphérique, les pertes par conduction ne se produisent pas sur toute l'enveloppe du stock, mais uniquement sur le bord vertical du cylindre.

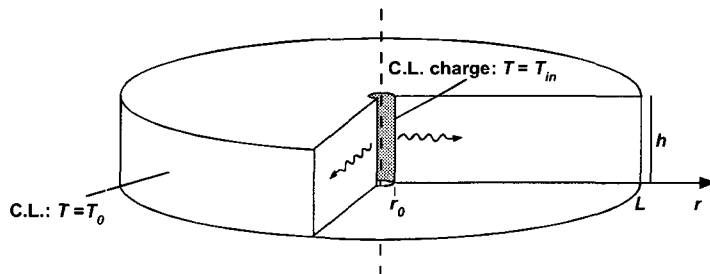


Figure 3.4: Modèle simple en coordonnées cylindriques: la charge et la décharge se font depuis la surface définie par le rayon r_0 . Le rayon L représente la limite extérieure. Les flèches ondulées représentent le sens du flux hydraulique en phase d'injection. Elles sont inversées en phase de décharge.

3.2.2.1 Equation de continuité en coordonnées cylindriques

En coordonnées cylindriques, l'équation de continuité du transport de chaleur par conduction et convection s'exprime par:

$$\boxed{(\rho c)_a \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_a \left(\frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right) - \frac{Q(\rho c)_l}{2\pi r h} \frac{\partial T}{\partial r}} \quad (3.45)$$

3.2.2.2 Solution adimensionnelle en régime permanent, coordonnées cylindriques

On pose:

$$T^* = \frac{T - T_0}{T_{in} - T_0} [-], \quad r^* = \frac{r}{r_0} [-], \quad Pe = \frac{Q(\rho c)_l}{2\pi \lambda_a h} [-], \quad L^* = \frac{L}{r_0} [-] \quad (3.46)$$

Avec les conditions limites:

$$T^*(1) = 1 \quad T^*(L^*) = 0 \quad (3.47)$$

on trouve la solution en régime permanent en phase d'injection:

$$T^*(r^*) = \frac{L^{*Pe} - r^{*Pe}}{L^{*Pe} - 1} \quad (3.48)$$

Remarque: Si l'on pose la condition limite $T^*(\infty) = 0$ au lieu de $T^*(L^*) = 0$ dans (3.47) (stock d'extension infinie), on obtient la solution $T^*(r^*) = 1$.

On procède de façon identique au système en coordonnées sphériques (équations 3.33 à 3.35) pour déterminer le stock d'énergie $E_{T_{lim}}$ que constitue l'eau à plus de T_{lim} contenue dans le système. On obtient:

$$E_{T_{lim}} = 2\pi(\rho c)_a h r_0^2 (T_{in} - T_0) \int_1^{r^*(T_{lim}^*)} (r^*)^2 [T^*(r^*) - T_{lim}^*] dr^* \quad (3.49)$$

3.2.2.3 Expression de l'équation de continuité en variables réduites, coordonnées cylindriques – 1^{ère} méthode

Cette méthode est décrite par Clouet d'Orval et Ledoux (1975). En définissant:

$$T^* = \frac{T - T_0}{T_{in} - T_0}, \quad r^* = \frac{r}{r_0}, \quad t^* = t \frac{\lambda_a}{(\rho c)_a r_0^2}, \quad Pe = \frac{Q(\rho c)_l}{2\pi \lambda_a h} \quad (3.50)$$

on exprime l'équation de continuité (3.45) de la sorte:

$$\boxed{\frac{\partial T^*}{\partial t^*} = \frac{\partial^2 T^*}{\partial r^{*2}} + \frac{1}{r^*} \frac{\partial T^*}{\partial r^*} - \frac{Pe}{r^*} \frac{\partial T^*}{\partial r^*}} \quad (3.51)$$

L'intégration se fait avec des conditions limites identiques à celle décrites par (3.38) et (3.39) au chapitre 3.2.1.3 (système en coordonnées sphériques).

3.2.2.4 *Expression de l'équation de continuité en variables réduites, coordonnées cylindriques – 2^{de} méthode*

On décrit ici une autre possibilité de transformer l'équation (3.45) en une équation à termes adimensionnels. En posant les variables réduites:

$$T^* = \frac{T - T_0}{T_{in} - T_0}, \quad r^* = r \left(\frac{(\rho c)_a \pi h}{(\rho c)_l Q t_{in}} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad t^* = \frac{t}{t_{in}} \quad (3.52)$$

et le paramètre Pe identique au précédent (3.50):

$$Pe = \frac{Q(\rho c)_l}{2\pi \lambda_a h} \quad (3.53)$$

on réécrit l'équation (3.45) en:

$$\frac{\partial T^*}{\partial t^*} = \frac{1}{2Pe} \left(\frac{\partial^2 T^*}{\partial r^{*2}} + \frac{1}{r^*} \frac{\partial T^*}{\partial r^*} \right) - \frac{1}{2r^{*2}} \frac{\partial T^*}{\partial r^*} \quad (3.54)$$

L'intégration se fait avec des conditions limites identiques à celle décrites par (3.43) et (3.44) au chapitre 3.2.1.4 (système en coordonnées sphériques). Le terme $\left(\frac{(\rho c)_a 4\pi}{(\rho c)_l 3Q t_{in}} \right)^{\frac{1}{3}}$ multipliant r_0 dans la deuxième condition limite y est toutefois remplacé par $\left(\frac{(\rho c)_a \pi h}{(\rho c)_l Q t_{in}} \right)^{\frac{1}{2}}$ (3.52).

3.2.3 **Modèle en système cylindrique avec pertes aux épontes**

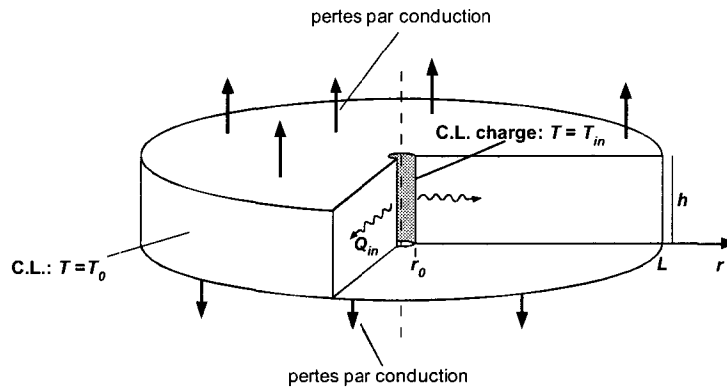


Figure 3.5 : Modèle simple en coordonnées cylindriques, avec pertes par conduction aux épontes.

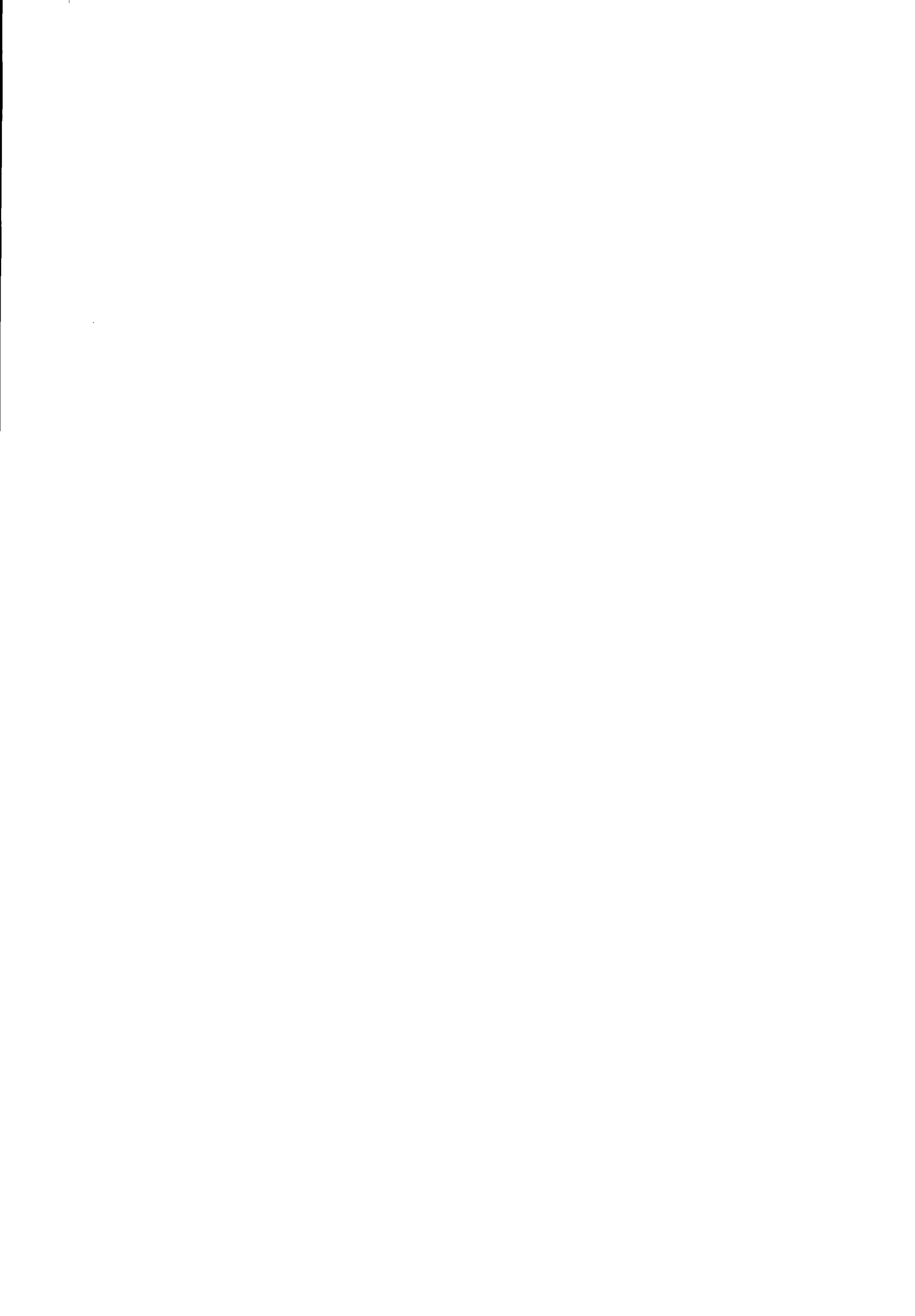
Un modèle en système cylindrique avec pertes aux épontes a été développé par Sauty et al. (1982) ainsi que par Doughty et al. (1982). Il considère que les épontes sont imperméables et d'extension verticale infinie et que l'aquifère est suffisamment fin pour que les gradients thermiques verticaux soient nuls. Deux équations de continuités sont utilisées, une pour l'aquifère et une pour les épontes.

Elles s'expriment également de façon adimensionnelle et incorporent trois paramètres adimensionnels supplémentaires qui prennent en compte la conduction et la capacité thermique des épontes. L'équation de continuité de l'aquifère n'incorpore qu'un seul de ces paramètres supplémentaires.

Chen et Reddell (1983) ont développé un modèle de même type, mais avec des épontes d'épaisseur finie.

De tels modèles ne sont pas utilisés dans cette étude, car les modèles simples sont utilisés pour décrire des stocks "parfaits". Les problèmes incorporant, entre autres, les pertes par les épontes sont traités avec le modèle couplé.

Notons encore que divers auteurs proposent des solutions analytiques pour diverses géométries (linéaires et cylindriques) et avec ou sans pertes thermiques par les épontes, en phase de charge uniquement (Grima, 1984; Lauwerier, 1955; Noyer, 1977; Ogata et Banks, 1961; Rubinstein, 1972).



Chapitre 4 Identification des processus dominants par l'étude paramétrique

4.1 Description des paramètres et conditions d'exploitation

On apporte ici une description des paramètres et des conditions d'exploitation utilisés pour l'étude paramétrique (§4.2 et §4.4). On mentionne les équations du chapitre 3 auxquelles ils ou elles font référence et on fournit, selon les cas, les valeurs moyennes, les valeurs assumées constantes pour toutes les simulations ou encore la gamme de valeurs utilisées, et ceci en fonction du type de milieu (aquifère ou aquiclude).

4.1.1 Paramètres thermo-hydrauliques

Paramètres hydrauliques

Les paramètres hydrauliques ne sont pas utilisés dans l'étude reposant sur les modèles simples (chapitre 4.2), puisque ces derniers ne se basent que sur l'équation de continuité de la chaleur et non sur celle de la phase fluide. Toutefois, la porosité, paramètre "hydraulique" détermine de façon directe la conductivité thermique λ_v et la capacité thermique volumique du milieu $(\rho c)_a$, puisque qu'elle intervient dans le mode de calcul de ces deux grandeurs (équations 3.4 et 3.6).

4.1.1.1 Conductivité hydraulique horizontale K_h

Dans tous les cas présentés au chapitre 4.4 (variantes étudiées à l'aide de l'outil de modélisation FEFLOW), la conductivité hydraulique est toujours supposée maximale dans le plan horizontal et minimale dans la direction verticale. Ainsi, dans un système de coordonnées cartésien x,y,z où les directions x et y sont horizontales (figure 4.1):

- l'angle entre la direction de conductivité maximale et la direction x du référentiel est nul
- les directions de conductivité maximale et minimale sont orthogonales entre elles
- la conductivité hydraulique est de même grandeur dans toutes les directions du plan xy

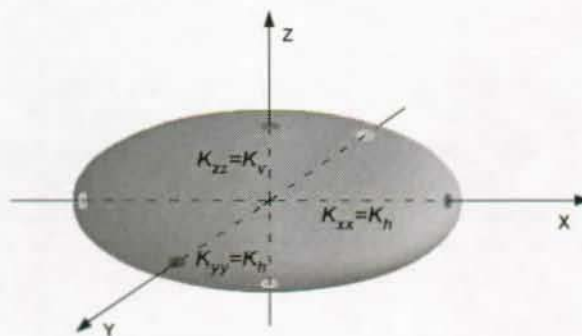


Figure 4.1: Conductivités hydrauliques dans un référentiel cartésien x,y,z .

Le tenseur de conductivité hydraulique \mathbf{K}_0 (équation 3.22) s'écrit alors:

$$\mathbf{K}_0 = \begin{bmatrix} K_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & K_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & K_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_h & 0 & 0 \\ 0 & K_h & 0 \\ 0 & 0 & K_v \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

En système 2D vertical, dans un système de coordonnées x, z , on écrit:

$$\mathbf{K}_0 = \begin{bmatrix} K_{xx} & 0 \\ 0 & K_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_h & 0 \\ 0 & K_v \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

Ainsi, la conductivité horizontale K_h [m/s] est une composante du tenseur \mathbf{K}_0 et désigne la conductivité hydraulique à la température de référence T_0 (cf. §4.1.1.9).

Au chapitre 4.4, la conductivité hydraulique des zones aquifères fait l'objet d'une étude de sensibilité entre les valeurs de 10^{-5} et 10^{-3} m/s. Cela correspond, grossièrement, aux valeurs que l'on peut attendre d'un sable fin, respectivement d'un gravier moyen à fin (par exemple Morris et Johnson (1967), Davis (1969)). La valeur de base choisie dans les simulations de référence est de 10^{-4} m/s. Il y a trois raisons à cela: d'une part plusieurs stocks existants montrent une conductivité horizontale proche de cette valeur (cf. §5); d'autre part il s'agit d'une valeur couramment rencontrée dans les aquifères alluviaux (bien que de grandes variations soient observables dans ce type d'aquifère); et enfin, dans les configurations étudiées (notamment en terme d'épaisseur d'aquifère et de débit d'injection), la grandeur de la charge hydraulique au puits en phase d'injection induite par cette valeur de conductivité reste toujours acceptable.

On a utilisé une conductivité horizontale de 10^{-8} m/s pour les zones aquicludes (éponges). Cela correspond à une perméabilité relativement faible, que l'on peut observer dans des sables silteux ou dans des grès (Davis, 1969; Morris et Johnson, 1967). Les formations marneuses ou argileuses possèdent une conductivité horizontale fréquemment plus petite (10^{-10} à 10^{-12} m/s). Dans le sens où les aquicludes ont en général une fonction d'isolation hydraulique du stock qui est positive sur son rendement, le choix d'une conductivité de 10^{-8} m/s constitue un choix de sécurité. On verra en outre que cette valeur induit de très faibles vitesses d'écoulement et que de plus petites valeurs n'induiraient que très peu de différences quant aux résultats.

4.1.1.2 Contraste de conductivité hydraulique κ

Le contraste de conductivité hydraulique κ [-] décrit le degré d'anisotropie de la conductivité hydraulique. On le définit par:

$$\kappa = \frac{K_v}{K_h} \quad (4.3)$$

La figure 4.1 représente les grandeurs K_v et K_h et l'ellipsoïde de révolution des conductivités construit sur ces composantes.

Dans les zones aquifères, le contraste κ utilisé varie entre 1 et 0.1 selon les simulations. Morris et Johnson (1967) décrivent des valeurs généralement situées entre 0.5 et 0.1 pour les sédiments alluviaux.

Une valeur de 0.1 a toujours été utilisée pour les aquicludes. Cela correspond assez bien aux formations silteuses ou gréseuses, tandis que les formations marneuses et surtout argileuses montrent fréquemment des contrastes de 0.01 ou même plus. A nouveau, il s'agit donc d'un choix qui va dans le sens de la sécurité.

4.1.1.3 Porosité

La porosité représente le volume des vides par unité de volume apparent de roche.

$$\phi = \frac{V_v}{V_v + V_s} \quad (4.4)$$

où:

ϕ est la porosité [-],

V_v est le volume des vides [m^3],
 et V_s est le volume du solide [m^3].

A. La porosité dans l'équation de continuité de la phase fluide

Dans l'équation de continuité de la phase fluide (3.21), la porosité n'apparaît que dans le calcul du coefficient d'emmagasinement spécifique S_s (3.21b).

Toutefois, elle constitue un des principaux facteurs de l'écoulement et possède une influence sur le tenseur de perméabilité k du milieu (3.2, 3.22). Ce dernier dépend en effet des paramètres géométriques du milieu poreux. Physiquement, la perméabilité est donnée par la relation générale (par exemple Dullien (1992)):

$$k = \phi \frac{m^2}{F\tau^2} \quad (4.5)$$

où:

m est le rapport du volume des pores et de la surface totale de l'interface solide-pores [m],

τ est la tortuosité, soit le rapport entre le chemin parcouru par le fluide entre deux points et la distance entre ces points [-]

et F [-] est un facteur de formation dépendant de la distribution morphologie et de la distribution des pores

Plusieurs auteurs ont proposé des formules empiriques (Dullien en établit un inventaire) pour caractériser cette relation en fonction de la porosité sans avoir à recourir aux paramètres m , τ et F , difficiles à établir. Elles ne s'appliquent cependant qu'à des gammes de types de grains ou de porosité restreintes spécifiques à chacune d'entre elles et sont difficilement généralisables à plusieurs types de milieux poreux.

B. La porosité dans l'équation de conservation de la chaleur

Dans l'équation de conservation de la chaleur (3.3) la porosité apparaît dans les coefficients capacitifs (3.4) et conductifs (3.5 et 3.6). On discute l'effet de la porosité sur ces deux termes successivement:

- Terme capacitif: On peut facilement déterminer l'importance de la porosité sur le terme capacitif. En négligeant la conduction et la dispersion, on peut écrire à partir de (3.3):

$$v_{th} = \frac{(\rho c)_l}{(\rho c)_a} \mathbf{q} \quad (4.6)$$

où v_{th} est la vitesse du front thermique [m/s].

En admettant $\frac{(\rho c)_s}{(\rho c)_l} \cong \frac{1}{2}$ (cf. § 4.1.1.7) et en posant $R = 1 + \frac{1-\phi}{\phi} \frac{1}{2}$ on peut exprimer v_{th} en fonction de ϕ :

$$v_{th} = \frac{1}{R} \frac{\mathbf{q}}{\phi} \quad (4.7)$$

Ainsi la porosité agit sur l'avancée du front thermique comme un facteur de retardement par rapport au "front hydraulique" déterminé par la vitesse de pore $\mathbf{v}=\mathbf{q}/\phi$. La figure 4.2 compare la vitesse du front thermique v_{th} (calculée avec (4.6)) et la vitesse de pore v en fonction de la porosité pour une vitesse de Darcy de 10^{-7} m/s.

La figure 4.3 exprime le même phénomène, mais d'une manière différente -et pour les seules porosités 0.2, 0.3 et 1- en représentant la position des fronts thermiques et "hydrauliques" (calculé avec la vitesse de pore) après un temps t dans un tube (à une dimension) dans lequel on fait pénétrer un fluide à la vitesse de Darcy q .

- Le terme conductif λ_a varie linéairement avec la porosité (équation 3.6). La conductivité de la phase solide λ_s , étant plus élevée que celle de la phase liquide λ_l (cf. § 4.1.1.6) cette relation est décroissante.

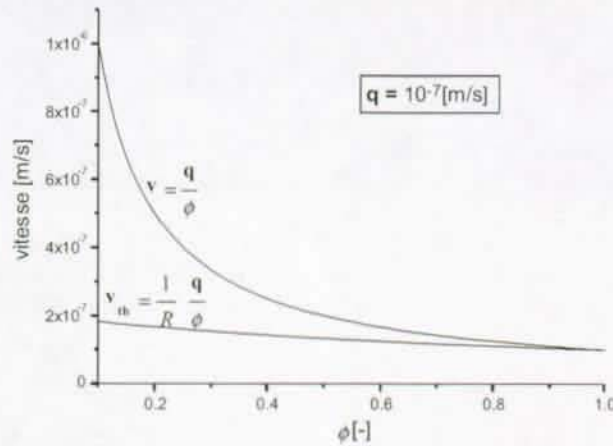


Figure 4.2: Vitesse de pore v et vitesse thermique v_{th} en fonction de la porosité. $q = 10^{-7}$ m/s. Convection pure.

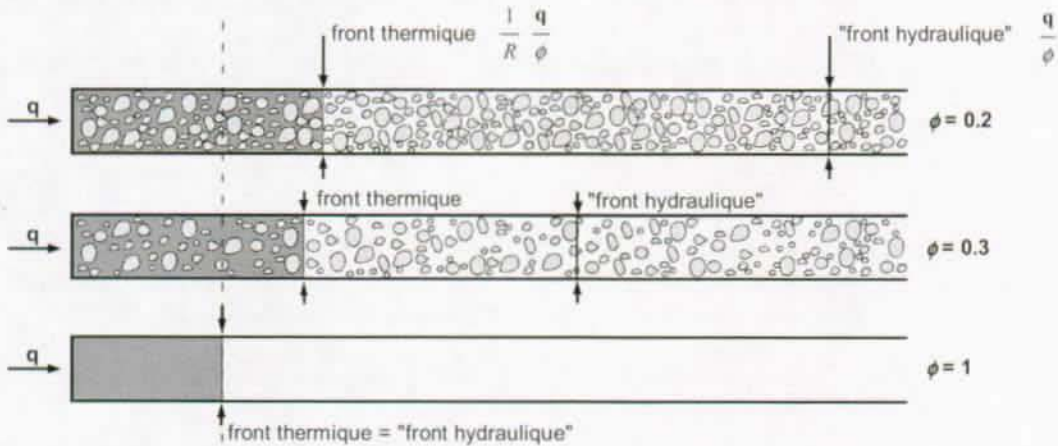


Figure 4.3: Avancée des fronts thermiques et "hydrauliques" pour un temps t et un flux q d'eau chaude dans des milieux de différentes porosités. Dans les trois cas, la quantité d'énergie contenue dans la partie chaude est identique. Convection pure.

→ C. Influence de la porosité sur le comportement d'un stock

En fonction des résultats décrits ci-dessus, il apparaît qu'une augmentation de la porosité –non liée à la conductivité hydraulique, (cf. §4.1.1.1) – entraîne (les "conclusions" sont numérotées):

1. une diminution de la conduction apparente, qui est un facteur négatif sur les températures stockées ("aplatissement" du front thermique).
2. une augmentation de la capacité thermique de l'aquifère, ce qui entraîne à son tour:
 - 2.a. une diminution, pour une même énergie stockée, du volume du stock, donc de ses surfaces extérieures (facteur de pertes thermiques par conduction).
 - 2.b. en phase de déstockage, une quantité d'eau plus grande qui doit "passer" par le puits pour extraire la température de la roche environnante. Ainsi, pour le même volume déstocké, on extraira moins d'énergie.

Les points 1 et 2.a sont des facteurs favorables aux performances du stock, le point 2.b est négatif.

Deux séries de tests ont ainsi été réalisées avec des modèles numériques FEFLOW, afin de déterminer l'importance du point 2.b sur les performances du stock (figure 4.4).

La première a été effectuée sur des modèles sans pertes par les épontes et sans convection naturelle. Le débit d'injection est de $10 \text{ m}^3/\text{j}$ par mètre d'épaisseur d'aquifère. Les autres paramètres sont ceux de référence, établis

plus loin dans ce chapitre (tableau 4.3). La deuxième série de tests a été réalisée sur un problème faisant partie de la grille de "simulations de base" ($h=25\text{m}$, $Q_m=500\text{m}^3/\text{j}$) (cf. § 4.4.2). Des tests portant sur la dispersivité et l'effet de ce paramètre sur les énergies injectée figurent également dans la figure 4.4. Ce point sera traité aux §4.3.4.1 et 4.1.1.8.

Dans les deux cas, ce qui doit être retenu ici est la faible différence d'énergies stockées et déstockées entre les simulations avec une porosité de 0.2 et de 0.3.

Notons que Miller et Delin (1993) observent, dans une simulation réalisée sur la base du site de St-Paul, un effet de la porosité comparable: des valeurs 0.1 et 0.4 fournissent des rendements de 51.5% et 50.1% respectivement.

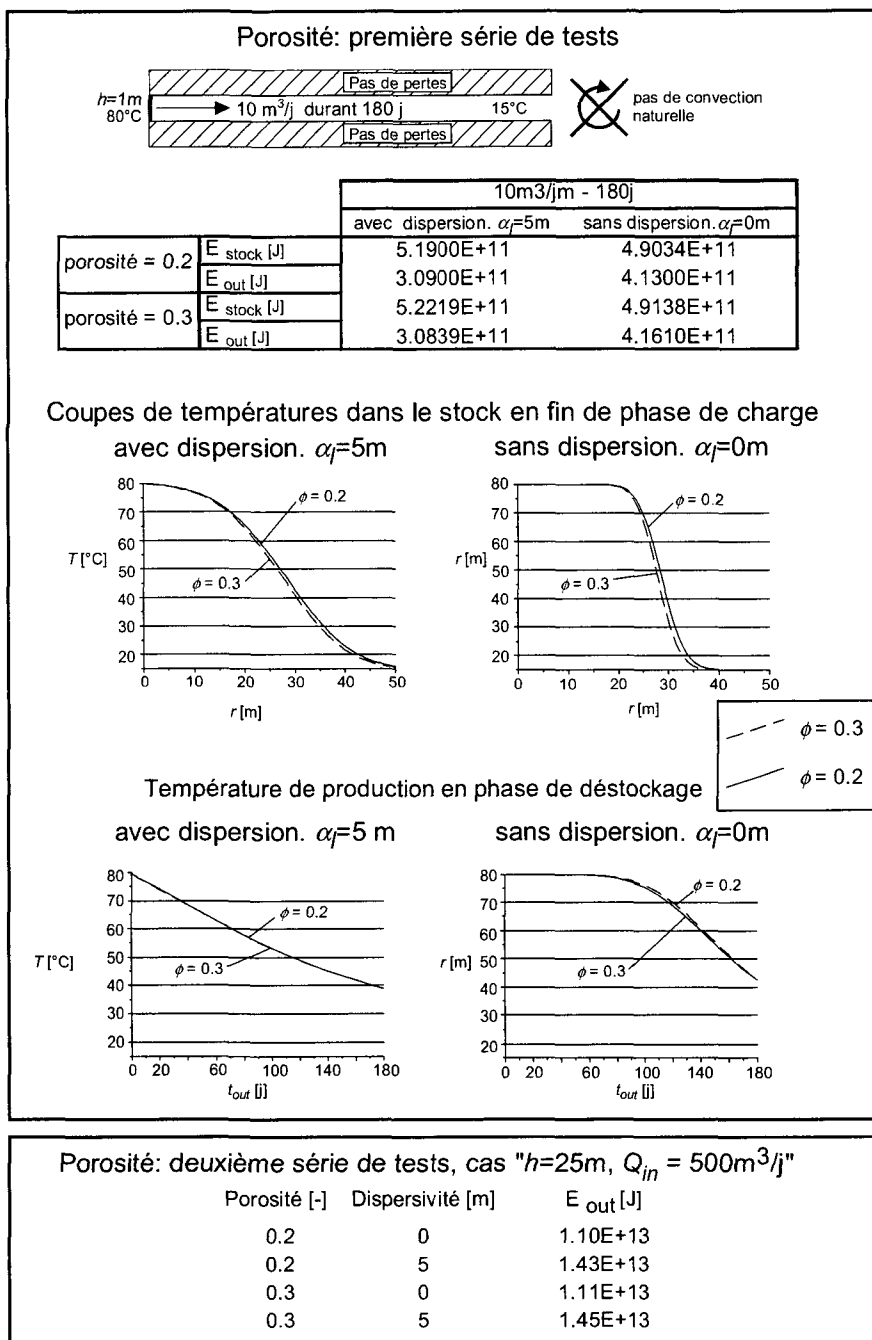


Figure 4.4: Effets de la porosité sur l'énergie stockée (E_{stock}) et déstockée (E_{out}) pour deux séries de tests.

→ D. *Choix d'une porosité de référence*

La plage des porosités rencontrées dans les sols graveleux et sableux se situe, grossièrement, entre 0.2 et 0.35 (Davis, 1969).

En fonction des résultats du point C, une porosité relativement faible de **0.2** a été choisie comme porosité de base, pour les zones aquifères comme pour les zones aquicludes. Elle est conservatrice pour la deuxième série de tests correspondant à des simulations comprenant les effets de convection naturelle et de dispersion. Cette porosité correspond également notamment au stock type de Sauty (1981).

En outre, il a été choisi de ne pas faire varier la porosité en fonction de la conductivité hydraulique lors de l'étude de sensibilité de ce dernier paramètre (§ 4.4.4), ceci afin de garder les coefficients thermiques conductifs et capacitifs constants.

4.1.1.4 *Coefficient d'emmagasinement spécifique S_s*

Le coefficient d'emmagasinement spécifique S_s varie en fonction de la compressibilité du squelette rocheux γ , de la compressibilité du fluide $\bar{\gamma}$ et de la porosité ϕ (équation 3.21b).

On a choisi un coefficient constant de 10^{-4} m^{-1} , pour toutes les simulations effectuées et toutes les formations géologiques considérées.

4.1.1.5 *Épaisseur de l'aquifère h*

L'épaisseur de l'aquifère n'apparaît, dans les équations de base, que dans les modèles simples en système axisymétrique (§ 3.2.2 et 3.2.3). Il s'agit cependant d'un paramètre géométrique important utilisé dans toute l'étude basée sur le modèle couplé (§ 4.4). Dans ce cas, il s'agit de la hauteur de l'aquifère principal dans lequel on constitue le stock de chaleur, mesuré entre les épontes inférieures et supérieures (figure 4.16). Dans les cas étudiés, l'épaisseur h varie de 5 à 100 m. Une valeur de 25 m a été prise comme référence dans les modèles simples en coordonnées cylindriques.

Paramètres thermiques

4.1.1.6 *Conductivité thermique*

-La conductivité thermique du milieu poreux est déterminée dans cette étude par la moyenne arithmétique des conductivités des phases solides et liquides pondérées par la fraction volumique correspondante (équations 3.5 et 3.6: $\lambda_a = (1-\phi)\lambda_s + \phi\lambda_l$).

Selon Nield et Bejan (1992), cette méthode fournit la conductivité *maximale* du milieu. En effet la conductivité dépend de la géométrie du milieu. La conductivité minimale (correspondant à une structure et une orientation des grains telles que la conduction se produit en série) est déterminée par la moyenne harmonique:

$$\frac{1}{\lambda_a} = \frac{(1-\phi)}{\lambda_s} + \frac{\phi}{\lambda_l} \quad (4.8)$$

A nouveau, le choix de calculer la conductivité thermique du milieu selon la première méthode décrite constitue une sécurité, puisque la conduction est un facteur négatif sur le rendement d'un stock: elle crée une diminution de la température moyenne du stock par "aplatissement" de la coupe des températures.

-La conductivité thermique de la phase solide est assumée constante pour toutes les formations géologiques. On a utilisé la valeur moyenne d'une roche cristalline entre 0 et 50 °C, soit **3 J/msK**. La conductivité est, en réalité, généralement légèrement décroissante pour des températures croissantes (Birch et Clark, 1940; Kappelmeyer et Haenel, 1974). Miller et Delin (1993) montrent, à l'aide de modèles numériques réalisés sur la base des essais de courte durée du site expérimentale de St-Paul (USA), que la température en un point donné du stock ne varie que très peu pour une gamme relativement étendue de conductivités du milieu poreux (1 à 2.8 J/msK) lors d'un cycle de charge-décharge.

-La conductivité thermique de la phase fluide choisie est de **0.65 J/msK**. Prise comme constante, elle croît en réalité avec la température selon la figure 4.5 (+13 % de 20 à 90°C).

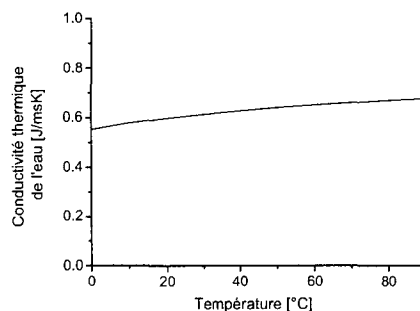


Figure 4.5: Conductivité thermique de l'eau en fonction de la température. Données selon Kappelmeyer (1974).

→ Ainsi, avec la porosité de référence 0.2, on obtient une conductivité thermique du milieu poreux:

$$\lambda_a = (1-\phi) \lambda_s + \phi \lambda_f = (0.8) \cdot 3 \text{ J/msK} + 0.2 \cdot 0.65 \text{ J/msK} = \mathbf{2.53 \text{ J/msK}}$$

4.1.1.7 *Capacité thermique volumique*

Comme la conductivité, la capacité thermique volumique varie peu avec la température dans la gamme de température qui nous intéresse (Kappelmeyer et Haenel, 1974). Pour la phase fluide, une valeur constante de **4.2 10⁶ J/m³K** est utilisée. On emploie également une capacité constante pour la phase solide, identique pour tous les milieux géologiques (aquifères et aquiclude). Elle a été fixée à **2.52 10⁶ J/m³K**. Il s'agit d'une valeur comparable à celle d'un grès (Carslaw, 1959), relativement élevée par rapport à celles les plus fréquemment décrites pour les roches (Carslaw, 1959; Kappelmeyer et Haenel, 1974).

La capacité du milieu poreux est calculée en pondérant ces valeurs avec la porosité (équation 3.4). Avec une valeur de 0.2 pour cette dernière, on obtient:

$$(\rho c)_a = (1-\phi) (\rho c)_s + \phi (\rho c)_f = (0.8) 2.52 \cdot 10^6 \text{ J/m}^3\text{K} + 0.2 \cdot 4.2 \cdot 10^6 \text{ J/m}^3\text{K} = \mathbf{2.856 \cdot 10^6 \text{ J/m}^3\text{K}}$$

On observe qu'avec ces valeurs, le rapport $\frac{(\rho c)_s}{(\rho c)_f}$ vaut 0.6 (cf. § 4.1.1.3).

4.1.1.8 *Dispersivité thermique horizontale et verticale*

En transport de matière, on décrit classiquement un tenseur de *dispersion* hydrodynamique lié à une différence de concentration (par exemple Fried et Combarous (1971)). Dans ce sens là, la dispersion hydrodynamique décrit un flux diffusif *et* un flux dispersif cinématique (ou "mécanique"). Il s'agit donc d'une expression comparable au tenseur hydrodynamique de conduction et dispersion thermique λ'_a décrit au chapitre 3 (équation 3.5). La diffusion moléculaire y est alors remplacée par la conduction thermique, et la dispersion cinématique par la dispersion thermique.

→ On notera bien que, contrairement à cette précédente définition, la notion de "dispersion thermique" est utilisée ici pour décrire le phénomène de dispersion cinématique pure, sans référence à la conduction. Autrement dit, elle ne s'applique qu'au deuxième terme de l'équation 3.5.

La dispersion cinématique utilisée en transport de matière est liée à l'hétérogénéité du champ de vitesse dans le milieu poreux. Celle-ci est due :

- au fait que ce milieu poreux est constitué de grains et de pore, ce qui implique que le parcours d'une particule dans l'eau ne peut être rectiligne (répartition et forme des grains et des pores) et que les vitesses d'écoulement varient au sein d'un pore en fonction de la distance à la paroi d'un grain. Il s'agit donc d'un phénomène à l'échelle microscopique (grains).
- au fait qu'un milieu poreux naturel présente une hétérogénéité des perméabilités. Celle-ci peut être imputable à la présence de lentilles sableuses ou argileuses, de bancs, etc et dérive donc des conditions géologiques qui

ont formé le milieu (par exemple Reading, 1986). Le phénomène est ainsi macroscopique et se retrouve sur plusieurs échelles. Il dépend donc de la distance de migration.

Bear (1972) distingue la dispersion thermique de ce phénomène notamment en raison du fait que la chaleur se déplace également, par conduction thermique, à travers les grains. On peut donc s'attendre à ce que l'effet dû à la tortuosité des lignes de flux (échelle microscopique) soit réduit, au moins pour des nombres de Péclet relativement faibles, inférieurs à une limite décrite par Green (1963) (cité par Bear, 1972).

Cependant, des essais in-situ réalisés en Suède (Windvist et Hyden (1976), cités par Sauty, 1981) et en France à Bonnaud (Sauty, 1978; Ledoux et al., 1978) ont montré que les dispersivités thermiques sont comparables dans ces cas aux dispersivités cinématiques de transport de masse. De Marsily (1981) calcul les nombres de Péclet pour le cas de Bonnaud et montre qu'ils sont pourtant nettement inférieurs à la limite décrite par Green. Les hétérogénéités du milieu poreux à l'échelle macroscopique semblent donc dominer sur la conduction (Sauty, et al., 1978).

→ Ainsi, on a choisi des coefficients longitudinaux et transversaux de dispersivité thermique comparables à ceux que l'on utilise en transport de masse.

Spitz et Moreno (1996) ont rassemblé de nombreuses données semblables, en fonction des types d'aquifères et des distances de migration. Des valeurs de bases de **5m** pour le coefficient longitudinal de dispersivité α_L et de **0.5m** pour le coefficient transversal de dispersivité α_T ont été choisies.

Ceux-ci correspondent approximativement selon ces auteurs à des distances de migration de 10 à 50m dans des aquifères alluviaux.

Dispersion et conduction apparente

Dans les modèles "simples" (§ 3.2) la dispersion n'est pas prise en compte. Un terme conductif λ_a apparaît toutefois dans les nombres de Péclet Pe (3.28, 3.36, 3.41, 3.46 et 3.50) et dans le temps adimensionnel t^* (3.36, 3.50).

Sauty (1981) définit une conductivité apparente λ'_a en utilisant une vitesse de Darcy correspondant au flux à la position du front thermique lorsque la moitié du volume d'eau est injectée.

La conduction apparente devient alors:

$$\lambda'_a = \underbrace{((1-\phi)\lambda_s + \phi\lambda_r)}_{\text{conduction dans (l) et (s)}} + \alpha_l(\rho c)_l \frac{Q_{in}}{\sqrt{2\pi h R_{th}}} \quad (4.9)$$

où R_{th} est le rayon thermique (position théorique du front thermique sans conduction lorsque *tout* le débit est injecté):

$$R_{th} = \left(\frac{(\rho c)_l Q_{in} t_{in}}{(\rho c)_a \pi h} \right)^{1/2} \quad (4.10)$$

Doughty et al. (1982) proposent une autre solution pour calculer une conductivité thermique apparente:

$$\lambda'_a = \underbrace{((1-\phi)\lambda_s + \phi\lambda_r)}_{\text{conduction dans (l) et (s)}} + 0.3 \frac{\alpha_l R_{th} (\rho c)_a}{t_{in}} \quad (4.11)$$

Cette méthode a été définie de façon empirique par comparaison de résultats obtenus sur les modèles adimensionnels décrits au chapitre 3.2.3.

Dans la gamme de paramètres et de conditions d'exploitation utilisés dans cette étude et décrits dans ce chapitre, les valeurs obtenues selon la méthode de Sauty sont légèrement plus élevées que celles obtenues avec Doughty et al.

Ainsi, une dispersion thermique approchée par une conductivité thermique apparente peut être utilisée dans les modèles "simples" adimensionnels décrits au chapitre 3.2. Il suffit alors de remplacer l'expression λ_a par λ'_a dans les nombres de Péclet et t^* . Toutefois au chapitre 4.2, qui fournit les résultats obtenus à l'aide de ces modèles, ces deux variables sont calculées avec une conduction thermique "normale", donc sans dispersion. Le but est en effet, comme on le verra, de définir des performances maximales théoriques d'un stock "parfait".

Les résultats peuvent cependant être redéfinis en fonction d'une dispersion que l'on aura choisie (calcul des nombres de Péclet et de t^* à partir de la valeur λ'_a et des paramètres et conditions d'exploitation).

Tests de sensibilité

Une série de tests a toutefois été effectuée afin de posséder une évaluation quantitative de l'effet de la dispersivité thermique. On a choisit un problème du § 4.4.4 ($h=25m$, $Q_{in}=500m^3/j$, $\kappa=0.1$, $K_h=10-4m/s$, $\alpha_L=5m$, $\alpha_T=0.5m$, autres paramètres et conditions de référence : cf. tableau 4.8 et § 4.4.2), que l'on a reconduit avec différentes valeurs de dispersivité thermique.

Les taux de récupération η (cf. § 4.1.2.3) obtenus au deuxième cycle de décharge sont les suivants :

α_L [m]	α_T [m]	η [%]
1	0.1	46.0
2.5	0.25	44.3
5	0.5	41.3
7.5	0.75	38.2
10	1	36.3

On constate une influence relativement peu importante de la dispersion sur le taux de récupération au vu de la large gamme de valeurs testées (de 1 à 10). La figure 4.6 montre les températures de restitution à la crépine durant la deuxième phase de soutirage.

La dispersion possède toutefois un effet important sur les énergies injectées (cf. §4.3.4.1 et également figure 4.4)

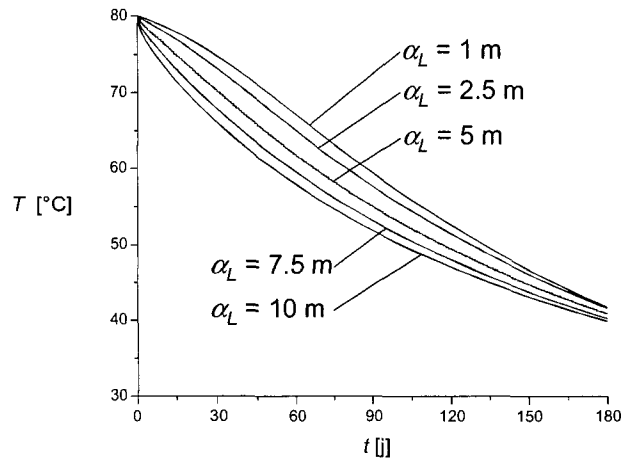


Figure 4.6 : Températures de restitution au deuxième cycle pour différentes valeurs de dispersivité thermique. Problème tiré du § 4.4.4 ($h=25m$, $Q_{in}=500m^3/j$, $\kappa=0.1$, $K_h=10-4m/s$).

4.1.1.9 Température de référence et initiale, flux géothermique

La température de référence T_0 est la température à laquelle se réfèrent les valeurs de conductivité hydraulique utilisées dans les modèles numériques couplés. Une température de référence de 15°C a été choisie. Elle correspond également à la température initiale supposée de l'aquifère utilisé.

Le flux géothermique n'est jamais incorporé dans les problèmes. Il est toutefois aisément modélisable en utilisant, à la base du modèle, des conditions de Neumann correspondant au flux géothermique naturel, soit 0.07W/m² en Suisse, et en imposant des conditions de Dirichlet ou de Cauchy au sommet. Avec les valeurs de conductivité thermique du milieu poreux utilisées (2.53J/msK) et en posant une température de 10°C au sommet du modèle (correspondant par exemple à la température moyenne annuelle en surface) la température à la base

d'un problème de 150m d'épaisseur éponges comprises (soit la plus grande épaisseur utilisée dans les simulations de cette étude, cf. § 4.4) est de 14.2 °C. Cette différence de température est faible en comparaison des gradients créés par un stock de chaleur. On a donc choisit de s'affranchir de ce phénomène.

4.1.2 Conditions d'exploitation

4.1.2.1 Débits de charge et de décharge

Une gamme de débits d'injection Q_{in} de 10m³/j à 5000m³/j a été choisie (tableau 4.1). L'injection se fait soit de manière continue, soit par pulses quotidiens de 6 ou 12 heures (le débit d'injection étant alors multiplié par 4 ou 2, respectivement). La charge hydraulique au puits induite par le débit d'injection figure également au tableau 4.1. Elle est calculée selon la méthode de Dupuit en nappe confinée.

La phase de décharge est toujours continue; les débits Q_{out} sont multipliés ou divisés par des facteurs de 1, 1.5, 2 ou 3 selon les scénarios choisis (§4.4.7).

Débits d'injection	Charge au puits
$Q_{in}=10m^3/j$	0.1 m
$Q_{in}=50m^3/j$	0.2 m
$Q_{in}=100m^3/j$	0.5 m
$Q_{in}=500m^3/j$	2.6 m
$Q_{in}=1000m^3/j$	5.3 m
$Q_{in}=5000m^3/j$	26.3 m

Tableau 4.1: Gammes de débits d'injection et potentiel au puits (méthode de Dupuit, nappe confinée: $h=25m$, rayon d'action =250m, $K_h=10^{-4}m/s$, rayon du puits = 0.2m).

4.1.2.2 Températures d'injection

La température d'injection de référence choisie est de 80°C. Elle correspond aux températures attendues d'un système solaire actif. Elle se situe également à la limite inférieure de la gamme de température issue de d'une usine d'incinération de déchets.

La température initiale T_0 de l'aquifère est de 15°C pour tous les cas (cf. § 4.1.1.9)

4.1.2.3 Température limite d'utilisation, notion de taux de récupération et de rendement

Une température minimale de retour T_{lim} (ou 'température limite d'utilisation') a été utilisée pour calculer les taux de récupération des différents stocks étudiés. Cette température, fixée à 30°C, équivaut à la température minimale requise pour l'usage à laquelle le stock est destiné. Elle correspond à un système de chauffage de bâtiment performant ou de préchauffage d'eau sanitaire.

Dans les études avec paramètres adimensionnels décrits au chapitre 4.2 suivant, cette température minimale de retours, associée à une température d'injection de référence de 80°C et une température initiale de l'aquifère de 15 °C (paragraphe 4.1.2.2 précédent) implique une température limite adimensionnelle T_{lim}^* :

$$T_{lim}^* = \frac{T_{lim} - T_0}{T_m - T_0} = \frac{30^\circ C - 15^\circ C}{80^\circ C - 15^\circ C} = 0.230769 \quad (4.12)$$

Cette valeur a été utilisée dans la plupart des cas du chapitre 4.2.

Le "taux de récupération" η d'un cycle correspond alors au rapport de la quantité d'énergie extraite représentée par l'eau à plus de T_{lim} durant un cycle, sur la quantité d'énergie injectée durant ce même cycle. Cette dernière grandeur est calculée par rapport à T_0 :

$$\eta = \frac{\text{énergie extraite à } T \geq T_{lim}}{\text{énergie totale injectée durant 1 cycle}} = \frac{\int_0^{t_{out}} (\rho c)_l Q_{out}(t) (T_{out}(t) - T_{lim}) dt}{\int_0^{t_{in}} (\rho c)_l Q_{in}(t) (T_{in} - T_0) dt} \quad (4.13)$$

La figure 4.7 représente cette notion à l'aide d'une courbe de température à la crépine du puits lors d'un cycle de charge-décharge continu, sans phase de repos. Les zones grisées représentent les surface intégrées avec le débit pour le calcul des énergies injectées et soutirées. Avec une injection à 80°C, d'une durée identique à la phase de décharge, la valeur maximale possible de η est alors de 77%.

Avec les systèmes en doublet (chapitre 4.4.8) un *rendement* ν sera également calculé, en fonction de la température au puits froid en hiver (équation 4.19, page 87).

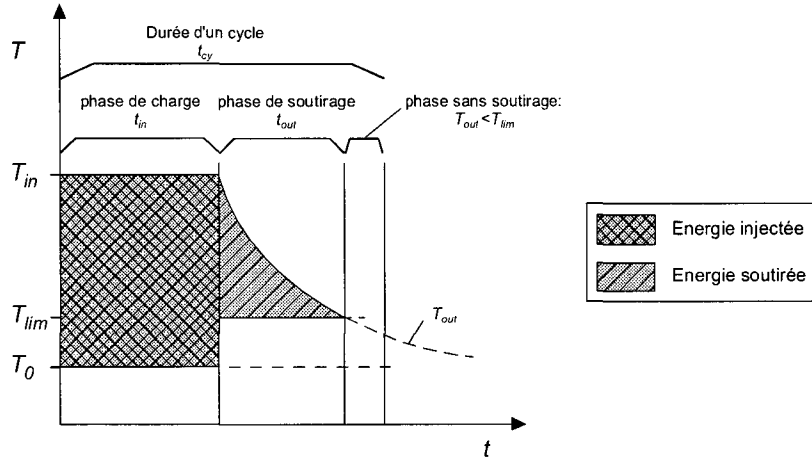


Figure 4.7: Température minimale d'utilisation et calcul de l'énergie soutirée. Exemple d'une injection continue à température constante et d'un soutirage continu, sans phase de repos.

4.1.2.4 *Energie soutirée et équivalent en "nombre de personnes"*

Dans certain cas, on exprime la quantité d'énergie soutirée du stock lors d'un cycle en "équivalent en nombre de personnes". On utilise pour cela une consommation de $3.6 \text{ E}+10 \text{ J}$ (10 MWh) par personne et par hiver en besoin de chauffage.

4.2 Etude paramétrique à l'aide des modèles simples

4.2.1 Quantité maximale d'énergie stockée en fonction de la taille du stock et de la charge: solutions en régime permanent

Les modèles en régime permanent présentés au chapitre 3 (§ 3.2.1.2 en coordonnées sphériques et § 3.2.2.2 en coordonnées cylindriques) permettent de déterminer la température en tout point d'un stock chargé en permanence par son centre, donc l'énergie qu'il contient. Les résultats étant dépendants de la taille maximale du stock, c'est à dire du rayon L auquel on place des conditions limites de température nulles, on a choisi deux tailles d'aquifères. La première option, appelée "petite", représente un stock d'environ $195'000 \text{ m}^3$, soit $39'000 \text{ m}^3$ d'eau avec une porosité de 0.2. La deuxième, de "grande" taille possède un volume de $4'200'000 \text{ m}^3$ approximativement, soit $840'000 \text{ m}^3$ d'eau avec la même porosité. Les différentes valeurs de L utilisées sont représentées dans le tableau 4.2. Pour les cas cylindriques, une épaisseur h de l'aquifère de 25m a été utilisée. Toutefois, le cas "grand" en système cylindrique a également été réalisé avec une épaisseur de 150m et un rayon L de 94m, ce qui représente, pour le volume donné, un cylindre dont la surface totale est proche de la surface minimale ($L=87\text{m}$). Le cas "petit", avec $L=36\text{m}$, est déjà proche de ce cas de figure ($L=31\text{m}$). En système sphérique, un domaine semi-infini a également été utilisé ($L=\infty$, cf. §3.2.1.2: équations 3.27 et 3.29). En système cylindrique, une telle condition limite fournit une solution $T^*(r^*) = 1$ et n'est donc pas prise en compte.

Stock	Système	L	Volume du stock (approx.)	Volume d'eau (approx.)
"Petit"	sphérique	36 m	195'000 m ³	39'000 m ³
	cylindrique ($h=25m$)	50 m	196000 m ³ ($h=25m$)	39'000 m ³
"Grand"	sphérique	100 m	4'188'000 m ³	840'000 m ³
	cylindrique ($h=25m$)	230 m	4'155'000 m ³ ($h=25m$)	840'000 m ³
	cylindrique ($h=150m$)	94 m	4'164'000 m ³ ($h=150m$)	840'000 m ³
"Infini"	sphérique	∞	∞	∞

Tableau 4.2: Rayons maximums L et volumes des stocks de "petite" et "grande" taille en fonction du système choisi.

Les résultats obtenus dans ce chapitre ne sont guères représentatifs des performances d'un stock subissant des phases de charges, de repos et de soutirage, ainsi que des pertes par les épontes, notamment. Ils permettent toutefois de définir les performances maximales d'un stock. La contrainte liée à la nécessité de fixer une taille maximum pour imposer les conditions limites peut être associée à celles que fixeraient les conditions géologiques (écoulement naturel, taille d'aquifère) dans un site donné.

Les résultats ont été calculés pour différents nombres de Péclet Pe . Afin de posséder un outil de comparaison rapide avec les simulations qui seront effectuées à l'aide du modèle numérique couplé (§4.4), les nombres de Péclet utilisés ont été déterminés en fonction des paramètres thermo-hydrauliques et des conditions d'exploitation types, présentés aux § 4.1. Le tableau 4.3 résume ces paramètres et le tableau 4.4 indique, pour les deux systèmes, les nombres de Péclet qui y correspondent. Dans certains cas, des nombres de Péclet ne figurant pas dans ce tableau ont également été utilisés afin de posséder une gamme de valeurs plus étendue. Ces nombres de Péclet correspondent également à tout autre ensemble de paramètres d'aquifère et de conditions d'exploitation qui fourniraient une valeur identique. La dispersion thermique peut ainsi être prise en considération à l'aide d'une conduction apparente (4.1.1.8).

Remarque: le rayon r_0 (1 m) qui correspond au rayon du puits, peut sembler élevé pour le cas cylindrique et faible pour le cas sphérique (surface de la crépine de 4.2 m²). On vérifie toutefois aisément que ce paramètre n'a guère d'influence sur la fonction $T^*(r^*)$, malgré le fait qu'il apparaisse notamment au cube dans l'équation (3.34) et au carré dans l'équation (3.49), ainsi qu'au dénominateur des nombres de Péclet et de r^* .

Paramètre	Valeur de référence
Porosité ϕ [-]	0.2
Conductivité thermique de la phase solide λ_s [Jm ⁻¹ s ⁻¹ K ⁻¹]	3
Conductivité thermique de la phase liquide λ_l [Jm ⁻¹ s ⁻¹ K ⁻¹]	0.65
Conductivité thermique du milieu poreux λ_a [Jm ⁻¹ s ⁻¹ K ⁻¹]	2.53
Capacité thermique volumique de la phase solide $(\rho c)_s$ [Jm ⁻³ K ⁻¹]	2.52 · 10 ⁶
Capacité thermique volumique de la phase liquide $(\rho c)_l$ [Jm ⁻³ K ⁻¹]	4.2 · 10 ⁶
Capacité thermique volumique du milieu poreux $(\rho c)_a$ [Jm ⁻³ K ⁻¹]	2.856 · 10 ⁶
Épaisseur de l'aquifère h [m]	25
Rayon r_0 (rayon à la crépine du puits) [m]	1
Température d'injection [°C]	80
Température initiale [°C]	15
Température minimale de retour [°C]	30

Tableau 4.3: Paramètres de référence (§ 4.1) utilisés pour le calcul des nombres de Péclet, du rayon adimensionnel r^* et de la température adimensionnelle T^* .

Q [m3/j]	Péclet en système sphérique (équ. 3.28)	Péclet en système cylindrique, $h=25m$ (équ. 3.50)	Péclet en système cylindrique, $h=150m$ (équ. 3.50)
10	15.3	1.2	
50	76.4	6.1	1.0
100	152.9	12.2	
500	764.5	61.2	
1000	1529	122.3	
5000	7645	611.6	

Tableau 4.4: Nombres de Péclet calculés en fonction du débit d'injection et des paramètres types.

4.2.1.1 Résultats en système sphérique

Les figures A.1, A.3 et A.5 de l'annexe A montrent les températures T^* du stock en fonction du rayon adimensionnel r^* pour différents nombres de Péclet. Les valeurs de L utilisées sont respectivement 36m, 100m et ∞ . Pour les deux premiers cas, on utilise l'équation (3.32), correspondant à la solution de (3.26) avec les conditions limites (3.27 a) et (3.30). Le dernier cas est traité avec l'équation (3.29). Comme $r_0 = 1m$, on a en outre $r^* = r$. Les valeurs des débits d'injection correspondant aux nombres de Péclet calculés avec les valeurs du tableau 4.3 figurent entre parenthèses.

Les figures A.2 et A.4 représentent, en fonction du nombre de Péclet, la valeur adimensionnelle de l'intégrale de l'équation (3.34). Elle correspond à une fraction de la quantité d'énergie représentée par l'eau à plus de T_{lim} contenue dans le stock.

4.2.1.2 Résultats en système cylindrique

Les figures A.6 et A.8 montrent, de façon similaire au cas précédent, les températures T^* du stock en fonction du rayon adimensionnel r^* pour différents nombres de Péclet. Les valeurs de L utilisées -50 et 230m- correspondent, pour $h = 25m$, à des volumes équivalents au cas sphérique.

Pour chacun des cas, on utilise l'équation (3.48), correspondant à la solution de (3.45) avec les conditions limites (3.47) et les substitutions (3.46). Comme $r_0 = 1$, on a en outre $r^* = r$. Les valeurs des débits correspondant aux nombres de Péclet calculés avec les valeurs du tableau 4.3 figurent entre parenthèses. Pour $Pe \geq 1$ et $L^* \gg 20$, les courbes T^* en fonction de r^*/L^* sont pratiquement identiques et on peut utiliser la figure A.10.

Les figures représentant la fraction de l'énergie contenue dans le stock pour le cas $h=150m$ et $L = 94m$ ne sont pas fournies. On en donnera toutefois la solution pour un cas particulier au paragraphe suivant.

Les figures A.7 et A.9 représentent, en fonction du nombre de Péclet, la valeur adimensionnelle de l'intégrale de l'équation (3.49). Elle correspond à une fraction de la quantité d'énergie représentée par l'eau à plus de T_{lim} contenue dans le stock.

4.2.1.3 Comparaison et discussion des résultats obtenus avec les paramètres de référence

Dans les légendes des figures de l'annexe A, on a indiqué la façon de calculer les énergies représentées par le stock à plus de $30^\circ C$ (T_{lim}) avec les paramètres de référence du tableau 4.3. Ces résultats sont réunis dans le tableau 4.5.

La figure 4.8 fournit des résultats identiques, mais en fonction de divers débits d'injection. Les énergies stockées à plus de $30^\circ C$ sont représentées par l'équivalent en "nombre de personne". Ce nombre est calculé en supposant une consommation de $3.6E+10$ J (10MWh) par personne et par hiver en chauffage (§4.1.2.4.)

La figure 4.9 représente la fraction de cette énergie par rapport à l'énergie maximale que peut contenir le volume du stock (c'est à dire par rapport à l'énergie que contiendrait le stock à plus de $T_0=15^\circ C$ si sa température était uniformément et à $T_m=80^\circ C$).

Stock (cf. Tableau 4.2)	Energie stockée à $T > 30^\circ C$. $Q_m = 50m^3/j$	Equivalent en "nombre de personnes"
"Petit" sphérique (fig. A.2)	9.32E+12	260
"Grand" sphérique (fig. A.4)	7.46E+13	2070
"Petit" cylindrique (fig. A.7)	1.92E+13	530
"Grand" cylindrique, $h=25m$ (fig. A.9)	4.08E+14	11'300
"Grand" cylindrique, $h=150m$	1.99E+13	550

Tableau 4.5: Energies stockées à plus de $30^\circ C$ et équivalent en nombre de personnes. $Q_m = 50m^3/j$, paramètres de référence du tableau 4.3.

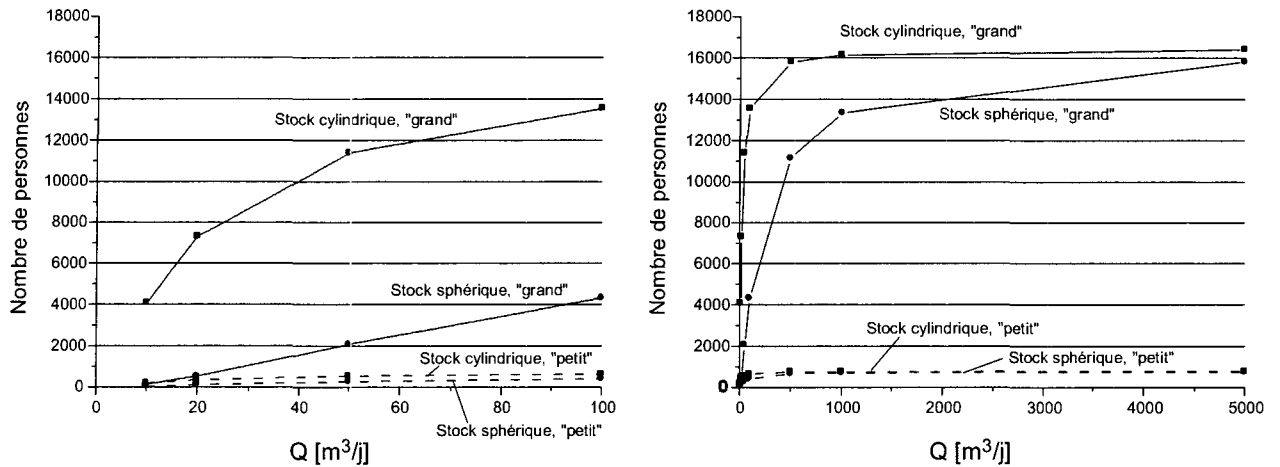


Figure 4.8: Equivalent en "nombre de personnes" de la quantité d'énergie stockée à plus de 30°C, selon diverses gammes de débits d'injection. Paramètres de références du tableau 4.3.

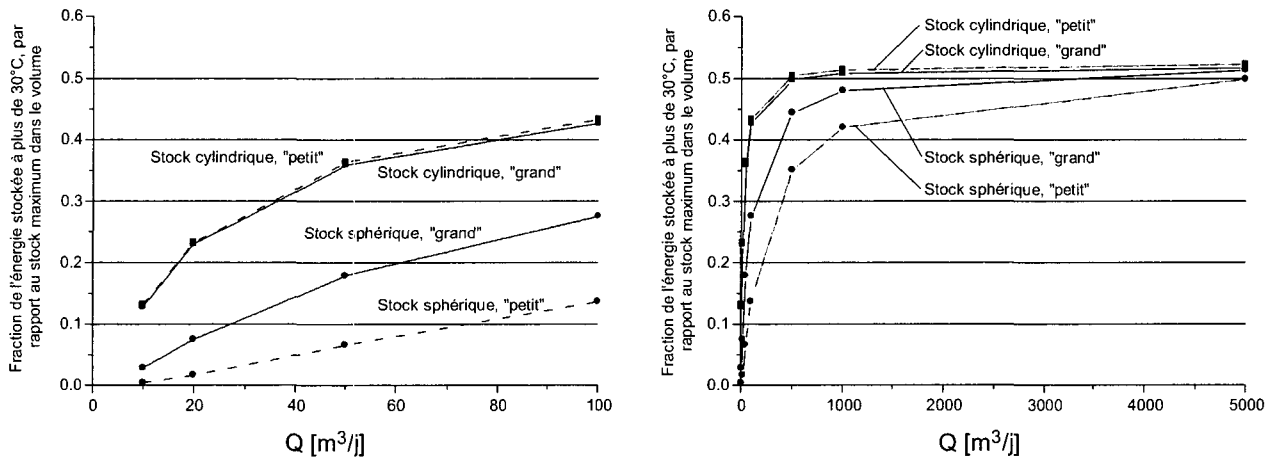


Figure 4.9: Fraction de l'énergie stockée à plus de 30°C par rapport à l'énergie maximale que peut contenir le volume du stock, selon diverses gammes de débits d'injection. Paramètres de références du tableau 4.3.

Comparaison des modèles cylindrique et sphérique

En terme d'énergie stockée (ou de nombre de personne équivalent), le système cylindrique semble nettement plus favorable que le système sphérique: 8 fois plus d'énergie stockée pour le cas "petit" et 5 fois plus pour le cas de grand volume. Cette différence reste marquée pour les cas où Q_{in} se situe entre $10\text{m}^3/\text{j}$ et $500\text{m}^3/\text{j}$ (figure 4.8). Il y a deux raisons à cela:

a- en système sphérique lorsque la température limite à l'extérieur du stock est placée à l'infini ($L=\infty$) les profils de température du stock sont décroissants (figure A.5 de l'annexe A). En système cylindrique, dans les mêmes conditions, on parvient à chauffer un volume "infini" à la température d'injection et en régime permanent ⁽¹⁾

b- une épaisseur h de 25m est utilisée en système cylindrique comme valeur de référence. Dans le cas de grande taille, avec $L=230\text{m}$, le stock possède une forme très aplatie. Les "pertes" dans ce modèle ne se produisant que par conduction sur le bord vertical extérieur (pas de pertes par les épontes), elles sont ainsi fortement diminuées par rapport au cas sphérique. Le test réalisé avec $h=150\text{m}$ et $L=94\text{m}$ (grand volume) fournit des résultats nettement plus modestes: $1.99\text{E}+13$ joules stockés à plus de 30°C, équivalentes à 550 personnes, soit à peine plus que le cas sphérique "petit".

¹ Note: La valeur choisie pour r_o n'a que très peu d'influence quant aux résultats en terme d'énergie stockée, tant en système sphérique que cylindrique. Un exemple figure en fin d'annexe A.

Toutefois, dans ces conditions, le nombre de Péclet vaut 1 et on peut observer à la figure A.10 de l'annexe A que le profil de température est alors linéaire. L'épaisseur choisie, si elle représente le meilleur rapport volume/surface, crée un stock au profil de température nettement moins favorable que ceux des cas précédents, convexes.

Il est difficile de choisir une épaisseur d'aquifère "représentative": elle devrait être estimée par tests pour chaque volume et chaque débit d'injection. Il n'est pas possible d'utiliser le rayon thermique (4.11) puisque l'on se trouve en régime permanent.

En terme d'utilisation du volume disponible (dans le sens où l'on considère que les résultats de la figure 4.9 représentent une telle notion) le système cylindrique parvient mieux à utiliser le volume disponible. La raison en est la même que celle décrite au point (a) ci-dessus.

→ Conclusion 1

Le système sphérique permet de s'affranchir de la manipulation de l'épaisseur h de l'aquifère. Celle-ci est délicate en système cylindrique, puisqu'un stock de même volume peut voir son énergie stockée multipliée par 20 en changeant son épaisseur. Dans le but de définir les performances maximales d'un stock dont le volume maximal est donné, on préférera donc l'emploi du système sphérique.

Comportement des stocks vis-à-vis du débit d'injection (ou du nombre de Péclet)

Lorsque le débit d'injection croît, l'énergie stockée à plus de T_{lim} croît de façon plus ou moins linéaire (stocks "grands", figure 4.8). A partir d'un certain débit, la température croît rapidement dans les grands rayons (figures A.1, A.3, A.5, A.8 et A.9 de l'annexe A) et la quantité d'énergie stockée tend vers une valeur limite. Ce comportement était attendu, puisque la taille du stock est limitée. Cette valeur est proche entre les cas sphériques et cylindriques. Elle est, en terme d'équivalent en personnes, de 16'000 pour le cas "grand", et de 750 pour le cas "petit".

→ Conclusion 2:

Un stock dont le volume d'aquifère est restreint, par des conditions limites de température T_0 , à environ 4'200'000m³ (soit 840'000m³ d'eau pour une porosité de 0.2) peut emmagasiner au maximum une énergie pour environ 16'000 personnes (avec les paramètres de référence du tableau 4.3). S'il est limité à 200'000m³ (39'000m³ d'eau), ce nombre est de 750 personnes.

La fraction d'énergie stockée à plus de 30°C par rapport au stock maximum réalisable dans le volume de l'aquifère tend vers la valeur 0.5 (figure 4.9). Ce constat est intéressant dans le sens où tous les systèmes (du point de vue de la taille ou du système de coordonnées) tendent vers la même valeur. Il n'est guère utile en terme de rendements.

4.2.2 Régime transitoire

La résolution des modèles simples (§3.2) en régime transitoire permet de calculer la température de l'eau soutirée durant les phases de décharge et l'énergie que celle-ci représente. Des nombres de Péclet identiques à ceux utilisés au § 4.2.1 précédent ont été choisis pour le système sphérique (tableau 4.4). Le nombre de Péclet étant dépendant de l'épaisseur de l'aquifère en système cylindrique, on a utilisé des chiffres "ronds" pour ce système.

Les conditions d'exploitation sont les conditions de référence (§ 4.1.2). La durée d'injection est identique à celle de soutirage: 180 jours. On verra que cette durée n'intervient pas dans les performances d'un stock cylindrique. Il n'y a pas de phase de repos. Le débit de charge est égal à celui de décharge.

Les énergies soutirées ont été calculées avec la température adimensionnelle limite d'utilisation $T^*_{lim} = 0.23$ [-] (§ 4.1.2.3). Les résultats avec d'autres valeurs de T^*_{lim} sont également présentés.

4.2.2.1 Résultats des simulations

La résolution de l'équation (3.37) (système sphérique) avec les conditions limites et initiales (3.38) et (3.39) fournit les courbes de restitution de température à la crépine en phase de décharge (Annexe B, figure B.1). Les résultats en système cylindrique (équation 3.51) à l'aide de conditions équivalentes sont présentés à la figure B.2 de cette annexe.

Ces courbes sont utilisées pour calculer les taux de récupération des différents cas (équation 4.14 transformée en paramètres adimensionnels, § 4.1.2.3) présentés dans les figures 4.10 et 4.11. Le tableau 4.6 fournit les énergies injectées par cycle dans le stock.

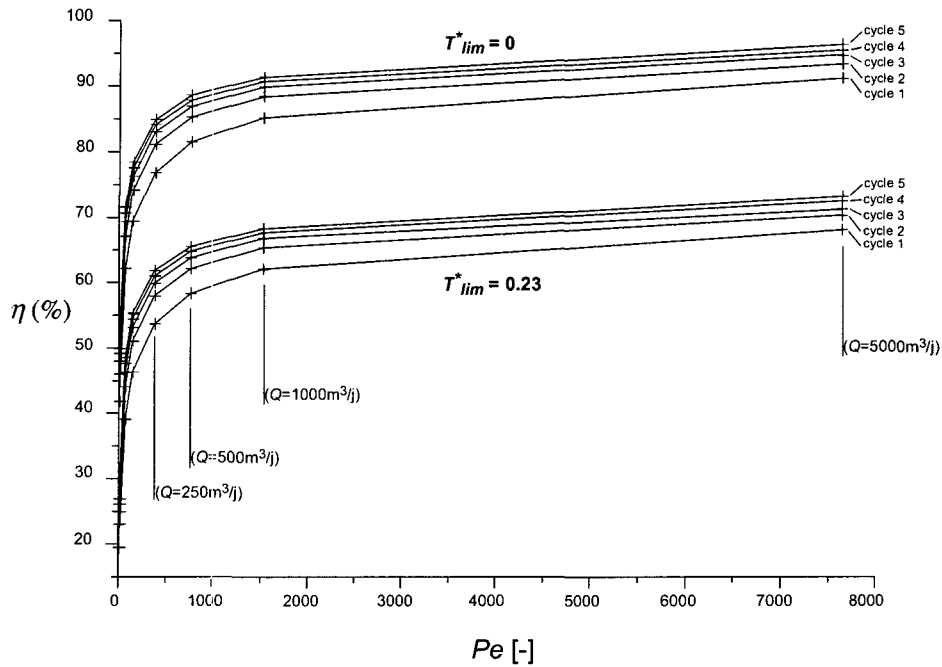


Figure 4.10 a: Taux de récupération en fonction du nombre de Péclet. Système sphérique. Les débits auxquels correspondent les nombres de Péclet utilisés figurent entre parenthèses (tableau 4.6).

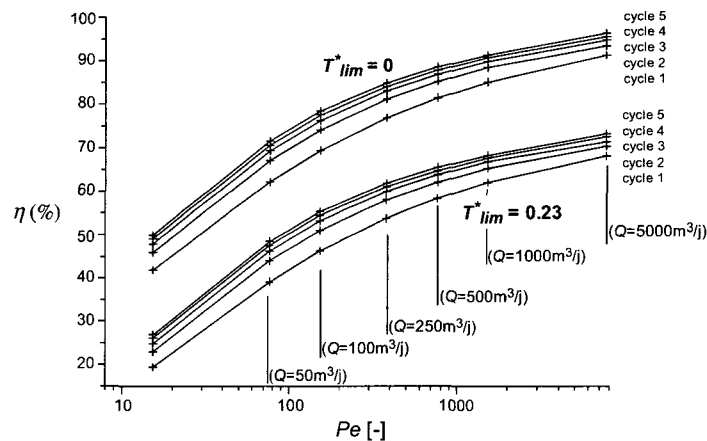


Figure 4.10 b: Taux de récupération en fonction du nombre de Péclet. Système sphérique, échelle logarithmique.

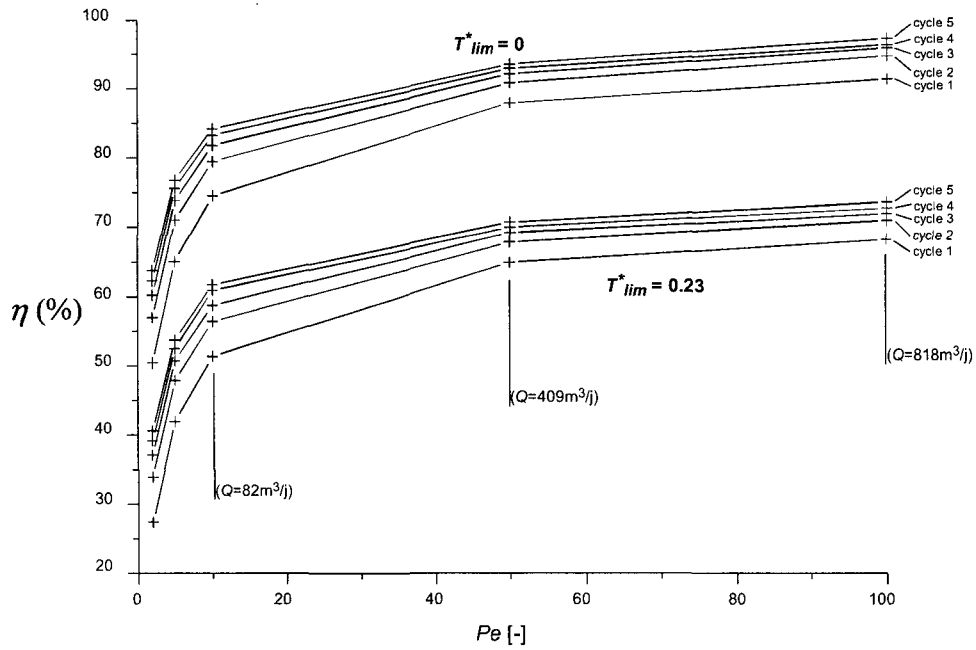


Figure 4.11 a: Taux de récupération en fonction du nombre de Péclet. Système cylindrique. Les débits auxquels correspondent les nombres de Péclet utilisés figurent entre parenthèses (tableau 4.6).

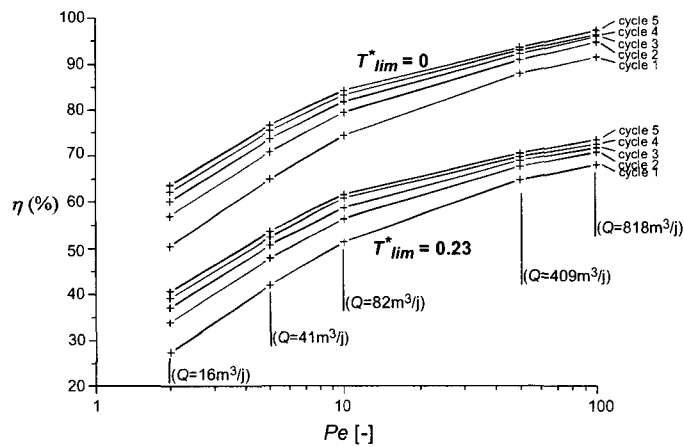


Figure 4.11 b: Taux de récupération en fonction du nombre de Péclet. Système cylindrique, échelle logarithmique.

Système sphérique		
Pe	Q [m3/j]	E [J]
15.29	10	4.914E+11
76.45	50	2.457E+12
152.9	100	4.914E+12
382.2	250	9.828E+12
764.5	500	2.457E+13
1529	1000	4.914E+13
3058	2000	9.828E+13
7645	5000	2.457E+14
Système cylindrique (h=25m)		
Pe	Q [m3/j]	E [J]
2	16.35	8.035E+11
5	40.88	2.009E+12
10	81.75	4.017E+12
50	408.77	2.009E+13
100	817.53	4.017E+13

Tableau 4.6: Energies injectées par cycle dans le stock en fonction du nombre de Péclet, calculées selon les paramètres (tableau 4.3) et conditions d'exploitation types (§ 4.1.2, $T_{in}=t_{out}=180j$, $T_{in}=80^{\circ}C$, $T_{\bar{0}}=15^{\circ}C$).

4.2.2.2 Comparaison des méthodes d'expression des équations de continuité en variables réduites

Il n'est pas en soit utile de disposer de deux méthodes d'expression en variables réduites de l'équation de continuité pour un même système de coordonnées (§ 3.2: "1^{ère} et 2^{ème} méthode"): les résultats sont identiques puisque la même équation de base est résolue. **Toutefois, leur comparaison permet de mettre en évidence le rôle de la durée du cycle et du rayon du puits** sur le taux de récupération.

Les résultats des simulations décrites ici correspondent, pour les deux systèmes, à la 1^{ère} méthode d'expression de l'équation de continuité en variables adimensionnelles (§ 3.2.1.3 et 3.2.2.3).

Dans ces deux cas, la coordonnée adimensionnelle r^* est définie par le rapport r/r_0 et le temps réduit t^* par le rapport:

$$t^* = \frac{\lambda_a}{(\rho c)_a r_0^2} \quad (\text{équations 3.36 et 3.50})$$

Avec la 2^{ème} méthode, ce dernier est défini pour les deux systèmes par t/t_{in} tandis que le rayon r^* est fonction de Q et de t_{in} notamment (équations 3.40 et 3.52).

En système cylindrique, le nombre de Péclet est défini de manière identique entre les deux méthodes (3.50 et 3.53), ce qui n'est pas le cas en système sphérique, où Pe fait intervenir le temps t_{in} lorsque la deuxième méthode est appliquée (3.41).

Durée du cycle de charge-décharge

- En système cylindrique, les courbes de restitution de température à la crépine pour un nombre de Péclet donné sont identiques quelle que soit la méthode de substitution résolue, donc quelle que soit l'équation de continuité adimensionnelle (3.51 ou 3.54). Il en découle que la durée t_{in} de la charge n'intervient pas. Autrement dit, la durée du cycle de charge-décharge n'est pas un facteur influençant le taux de récupération η du stock. En effet, les équations (3.50) (1^{ère} méthode) et (3.53) (seconde méthode) utilisent un nombre de Péclet *identique* alors que le temps adimensionnel t^* vaut, avec la seconde méthode, le rapport t/t_i . La figure B.4 de l'annexe B fournit un exemple.

Ces considérations sont également valables lorsque Q_{in} n'est pas égal à Q_{out} (changement du nombre de Péclet entre les deux phases) et lorsque t_{in} n'est pas égal à t_{out} .

- Ce n'est pas le cas en système sphérique, où une expression du temps réduit sous la forme t/t_m (2^{ème} méthode) implique un nombre de Péclet qui est fonction de t_m (3.41). L'annexe B fournit un exemple (figure B.3) montrant qu'une durée de cycle plus courte augmente le taux de récupération.

Rayon r_0

En système cylindrique et avec la première méthode, le rayon du puits r_0 possède une influence sur la courbe de restitution des températures, puisque celle-ci est fonction du temps t^* dont l'expression contient r_0^2 (équation 3.50). Toutefois la 2^{ème} méthode permet de mettre en évidence le fait que cette courbe n'est plus dépendante de r_0 lorsqu'elle est exprimée en fonction de $t^*=t/t_m$. Comme pour la durée de charge, la température de l'eau récupérée en phase de décharge du stock n'est donc pas dépendant du rayon du puits en système cylindrique.

→ Conclusion 3

L'avantage du système cylindrique réduit est qu'il est indépendant de la durée du cycle et du rayon r_0 du puits, son désavantage est qu'il est dépendant de l'épaisseur de l'aquifère. Le système sphérique n'est pas dépendant de l'épaisseur, mais les performances de ses stocks dépendent de la durée du cycle (une durée de cycle plus courte augmente le taux de récupération) et du rayon du puits.

4.2.2.3 Discussion des résultats et conclusions

Les résultats en systèmes sphériques et cylindriques sont assez proches. Ils sont toutefois plus faibles, en terme de taux de récupération, en système sphérique (figures 4.10 et 4.11). La surface par laquelle se produisent les pertes par conduction est en effet plus importante dans ce système: dans le système cylindrique, les pertes ne se font que par les limites verticales. Or, en raison de l'épaisseur utilisée ($h=25m$, tableau 4.3), le stock prend une forme allongée dans le sens horizontal pour les gros débits d'injection, ce qui minimise ces pertes en fonction du volume du stock.

Ces mêmes figures montrent qu'il y a, tant en système cylindrique que sphérique, un taux de récupération maximal d'environ 65% pour une T^*_{lim} de 0.23 (le maximum théorique étant alors de 77%, §4.1.2.3). Les figures 4.10b et 4.11b permettent de mieux apprécier les taux de récupération pour les petits Pe .

La succession de plusieurs cycles de charge-décharge n'accroît que faiblement les performances des stocks pour les grands nombres de Péclet (+6% entre le cycle 1 et le cycle 5, $Pe = 7645$, système cylindrique). Ce gain est nettement plus sensible avec de petits nombres de Péclet (+ 24 % avec $Pe = 76.45$, même conditions) (figure 4.10).

Dans ces conditions optimales, il faut un débit de charge-décharge d'au moins $100m^3/j$ pour obtenir un taux de récupération de 50% (figure 4.10) ($80m^3/j$ suffisent en système cylindrique, mais avec les réserves apportées ci-dessus quant aux pertes par les épontes).

Les figures 4.13 et 4.14 montrent les taux de récupération (5^{ème} cycle) en fonction de Pe pour d'autres valeurs de T^*_{lim} . Leur comportement est identique (taux de récupération se stabilisant pour les grands nombres de Péclet).

Le tableau 4.7 fournit le "nombre de personnes" auxquelles correspondent les énergies déstockées pour chaque cas. Ces énergies sont déterminées en appliquant les taux de récupération des figures 4.10 et 4.11 aux énergies injectées, calculées en fonction des nombres de Péclet, avec les paramètres et conditions d'exploitations type décrites au tableau 4.3. Le "nombre de personne équivalent" est défini en assumant une consommation de 10MWh par personne et par hiver (§ 4.1.2.4). La relation "énergie déstockée" et "nombre de personne équivalent" est donc parfaitement linéaire.

→ La figure 4.15 montre que la relation entre le débit de charge et le nombre de personnes auquel l'énergie soutirée correspond prend une apparence linéaire. Ce résultat semble contradictoire avec le fait que le taux de récupération est clairement non-linéaire avec le nombre de Péclet pour de petites valeurs de ce dernier (figures 4.10 et 4.11).

Toutefois, en approchant la "fonction" $\eta(Pe)$ (figure 4.10 ou 4.11) par une somme d'exponentielles inversées (pour un cycle et une T_{lim} donnés), on peut exprimer la relation de la figure 4.15 par le produit de cette exponentielle avec une fonction linéaire croissante (énergie injectée en fonction du débit d'injection). Cette opération nécessite, comme évoqué plus haut, la transformation des nombres de Péclet en débits, à l'aides des paramètres de référence.

En utilisant le système sphérique de préférence au système cylindrique (conclusion 5 ci-dessous), on peut ainsi approcher la relation entre le taux de récupération η et le nombre de Péclet pour le premier cycle et pour $T_{im} = 0.23$ par la fonction:

$$\eta(Pe) = 100 / \left(\sum_{i=1}^5 a_i e^{-Pe/c_i} + 0.01449 \right) \quad (4.14)$$

avec les paramètres:

$a_1 = 10.0000000$	$c_1 = 7.913348 \text{ E-2}$
$a_2 = 56.2341330$	$c_2 = 1.560062 \text{ E-2}$
$a_3 = 316.227770$	$c_3 = 5.302766 \text{ E-3}$
$a_4 = 1778.27940$	$c_4 = 2.091886 \text{ E-3}$
$a_5 = 10000.0000$	$c_5 = 1.384917 \text{ E-3}$

Note: il n'est pas possible d'approcher de façon satisfaisante cette courbe à l'aide d'une seule fonction exponentielle.

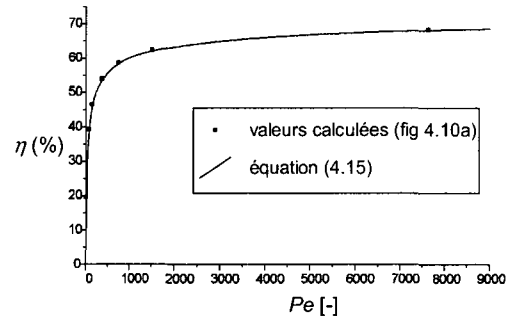


Figure 4.12: fonction (4.15) et taux de récupération calculés (fig. 4.10a).

En multipliant la fonction (4.15) par la fonction linéaire de l'énergie injectée et en transformant les nombres de Péclet en débits, on approche la courbe représentée à la figure 4.15 en système sphérique. L'étude analytique montre alors que cette fonction est légèrement concave jusqu'à son point d'inflexion $Q = 2640 \text{ m}^3/\text{j}$.

Conclusions

Les résultats obtenus à l'aide de l'étude en modèles simples non-couplés et en régime transitoire amènent les conclusions suivantes:

→ Conclusion 4

Le calcul de taux de soutirage à l'aide des modèles simples décrits au § 3.2, s'il ne permet pas d'étudier des configurations différentes, par exemple par des débits d'injection et de soutirage distincts ou avec une phase de repos, sans avoir à reconduire les simulations numériques, possède toutefois les avantages suivants:

- regroupement des paramètres de l'aquifère en un seul terme (Pe)
- affranchissement des conditions d'exploitations de températures T_0 et T_{im} et calcul relativement aisé des taux de récupération pour différentes valeurs de T_{im} pour un même problème
- affranchissement de la durée du cycle en système cylindrique

→ Conclusion 5

Les résultats en système sphérique sont légèrement plus faibles qu'en système cylindrique, car ce dernier ne comporte pas de pertes thermiques par les épontes.

→ Conclusion 6

Il existe un taux de récupération maximal d'environ 65% avec les conditions d'exploitation de température utilisées. Ce taux est atteint pour des débits d'environ $1000 \text{ m}^3/\text{j}$.

→ Conclusion 7

L'amélioration des taux de récupération avec le nombre de cycles de charge – décharge est appréciable pour les systèmes à petits débits d'injection – soutirage (jusqu'à $100 \text{ m}^3/\text{j}$ environ.). 5 cycles permettent ainsi à un système à $50 \text{ m}^3/\text{j}$ de passer d'un taux de récupération de 39% à 48 %.

→ Conclusion 8

Pour des systèmes à débit d'injection – soutirage relativement élevé (plus de $2'500 \text{ m}^3/\text{j}$), la relation entre le débit et l'énergie déstockée est pratiquement linéaire. Pour des débits plus faibles la fonction est légèrement concave.

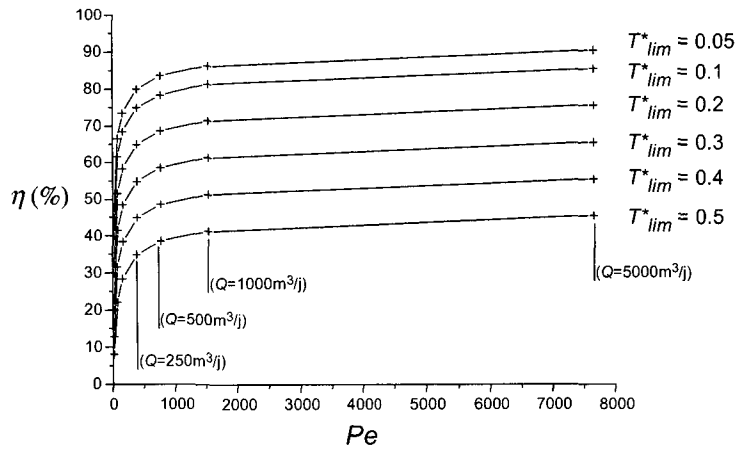


Figure 4.13: Taux de récupération en fonction Pe pour différentes valeurs T^*_{lim} . Système sphérique, 5^{ème} cycle.

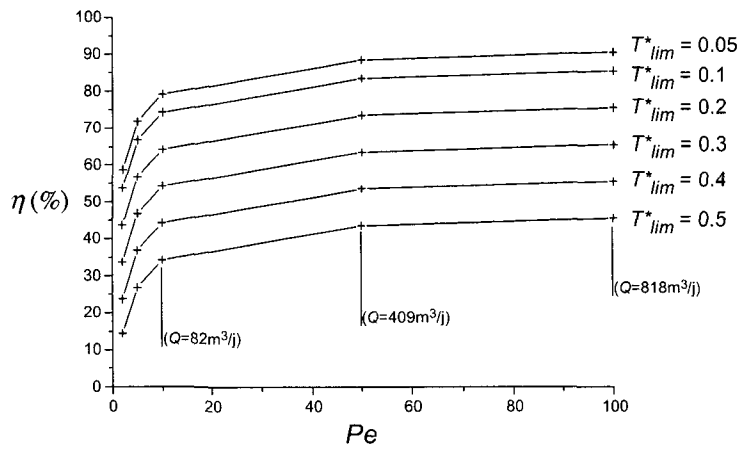


Figure 4.14: Taux de récupération en fonction de Pe pour différentes valeurs T^*_{lim} . Système cylindrique, 5^{ème} cycle.

Système sphérique					
Q [m³/j]	cycle 1	cycle 2	cycle 3	cycle 4	cycle 5
10.0	2.6	3.1	3.4	3.6	3.7
50.0	26.7	30.0	31.6	32.5	33.1
100.0	63.2	69.7	72.6	74.3	75.5
200.0	146.7	158.3	163.6	166.6	168.8
500.0	398.4	424.2	435.6	442.2	447.2
1000.0	847.5	892.3	912.1	924.0	932.0
2000.0	1699.7	1765.8	1796.9	1816.0	1826.4
5000.0	4651.2	4800.7	4867.6	4909.2	4942.0
Système cylindrique (h=25m)					
Q [m³/j]	cycle 1	cycle 2	cycle 3	cycle 4	cycle 5
16.4	6.1	7.6	8.3	8.7	9.1
40.9	23.4	26.7	28.3	29.3	30.0
81.8	57.3	62.9	65.6	67.9	68.3
408.8	362.1	378.3	385.7	390.1	393.2
817.5	761.3	785.8	796.9	803.7	808.4

Tableau 4.7: "nombre de personnes" équivalent à l'énergie soutirée. $T_{lim} = 30^\circ\text{C}$.

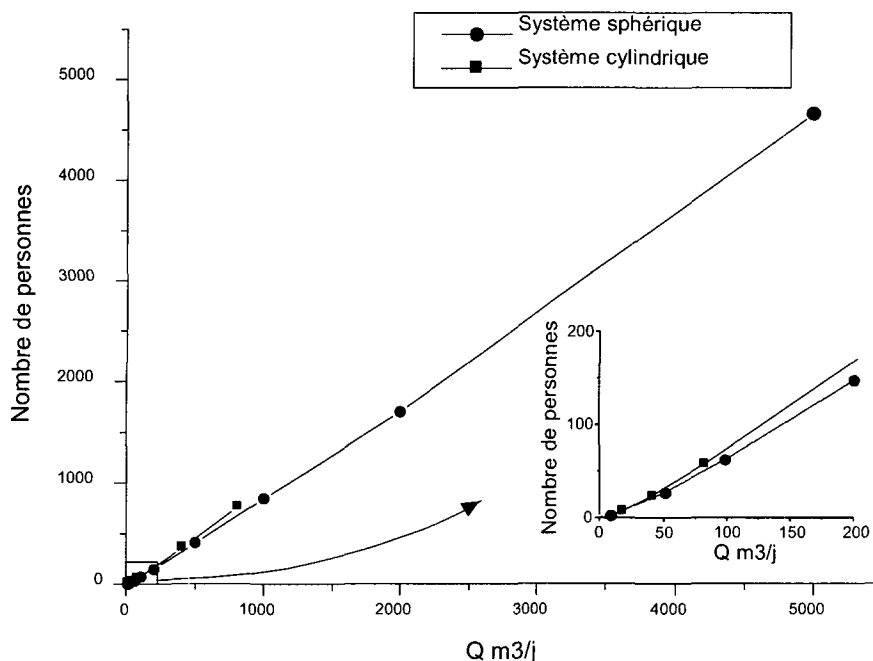


Figure 4.15: Relation entre le débit de charge décharge et le nombre de personne équivalent à l'énergie soutirée. Paramètres et conditions d'exploitation types ($T_{im} = 30^{\circ}\text{C}$). Résultats du 1^{er} cycle.

4.3 Constitution des problèmes pour le modèle couplé (Feflow)

On décrit ici la façon dont ont été définis les problèmes résolus à l'aide du modèle numérique couplé (Feflow). On présente également les difficultés rencontrées spécifiques à la modélisation de stockage de chaleur en aquifère. Une discussion est réalisée sur certains choix qui ont été faits (p.ex. types de conditions limites). L'annexe C contient la description des maillages et des géométries utilisés dans tous les problèmes.

4.3.1 Maillage et géométrie du domaine

4.3.1.1 Problèmes 2D axisymétriques

La plupart des problèmes à puits unique sont réalisés en géométrie 2D axisymétrique. Le domaine du problème est alors un rectangle (figure 4.16) dont la distance à l'axe vertical $x=0$ vaut le rayon du puits. Celui-ci varie entre 0.2 et 1 m, selon les problèmes (Annexe C).

L'aquifère, d'épaisseur h (§ 4.1.1.5) est considéré horizontal, placé entre deux épontes inférieures et supérieures horizontales également. L'épaisseur de l'éponte inférieure est en général de 20m. Cette valeur est, pour la plupart des simulations, suffisamment importante pour que la perturbation thermique créée par le stock n'atteigne pas la limite inférieure du domaine.

Une épaisseur de 30 m est utilisée pour l'éponte supérieure. Cette épaisseur est toutefois plus importante dans certains modèles, lorsque que des maillages identiques ont été utilisés pour des modèles de différente épaisseur d'aquifère h . Comme pour l'éponte inférieure, cette valeur est suffisante pour que la perturbation thermique n'atteigne pas la limite supérieure du domaine.

Enfin, la longueur horizontale est également choisie pour que le modèle ait suffisamment d'extension dans cette direction pour que la perturbation thermique n'atteigne pas le bord externe vertical.

Le maillage est réalisé à l'aide d'éléments triangulaires. Il est affiné dans la zone du puits. Chaque modèle comporte entre 20'000 et 50'000 éléments. La figure 4.16 montre un exemple de géométrie d'un problème type, le maillage n'est représenté que dans la partie inférieure du domaine (triangles d'environ 0.2m d'arête).

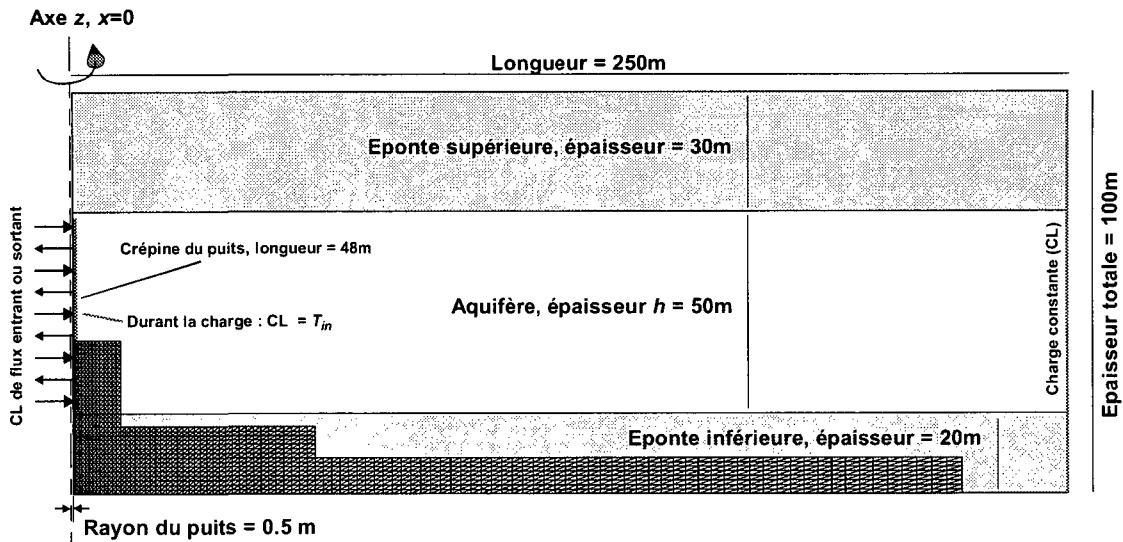


Figure 4.16: Géométrie et conditions limites d'un problème type en système 2D axisymétrique

4.3.1.2 Problèmes en 3D

Une seule géométrie de domaine a été utilisée pour les problèmes 3D.

L'aquifère est horizontal et d'épaisseur $h = 25$ m. Il est situé entre deux épontes de 20 m d'épaisseur, horizontales également. Le domaine forme un parallélépipède de 1000 x 500 x 65 m.

Le maillage est réalisé en 37 couches (38 interfaces). Ces couches ont une épaisseur de 1 m dans la partie aquifère, de 2.5 m dans les 10 m inférieures de l'éponte supérieure et les 10 m supérieures de l'éponte inférieure et de 5 m au-delà (figure 4.17). Chaque couche est formée de 171'248 prismes verticaux triangulaires. Le maillage est affiné dans la zone centrale du domaine, où sont implémentés les puits (prismes d'environ 0.5m de côté).

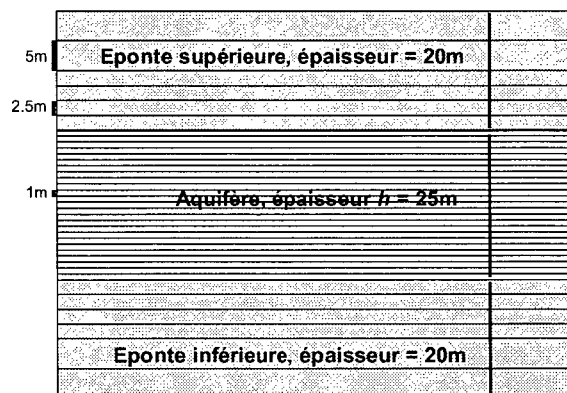


Figure 4.17: Coupe verticale du domaine 3D: épaisseur et répartition des niveaux de discrétisation. Le domaine n'est pas représenté dans son extension horizontale complète.

4.3.2 Paramètres thermiques et hydrauliques utilisés.

Ce sont ceux décrits au § 4.1. Le tableau 4.7 résume les paramètres utilisés.

		Aquifère	Épentes
Paramètres hydrauliques			
Conductivité hydraulique hor. K_h [m/s]	matrice	Variable, de 10^{-3} à 10^{-5}	10^{-8}
Anisotropie κ [-]	matrice	Variable, de 0.1 à 1	1
Porosité ϕ [-]	matrice	0.2	0.2
Compressibilité S_s [m ⁻¹]	matrice+fluide	10^{-4}	10^{-4}
Paramètres thermiques			
Conductivité thermique λ_s [Jm ⁻¹ s ⁻¹ K ⁻¹]	matrice	3	3
Conductivité thermique λ_f [Jm ⁻¹ s ⁻¹ K ⁻¹]	fluide	0.65	
Conductivité thermique λ_a [Jm ⁻¹ s ⁻¹ K ⁻¹]	matrice+fluide	$\phi \lambda_f + (1-\phi) \lambda_s = 2.53$	$\phi \lambda_f + (1-\phi) \lambda_s = 2.53$
Cap. th. volumique $(\rho c)_s$ [Jm ⁻³ K ⁻¹]	matrice	$2.52 \cdot 10^6$	$2.52 \cdot 10^6$
Cap. th. volumique $(\rho c)_f$ [Jm ⁻³ K ⁻¹]	fluide	$4.2 \cdot 10^6$	
Cap. th. volumique $(\rho c)_a$ [Jm ⁻³ K ⁻¹]	matrice+fluide	$\phi (\rho c)_f + (1-\phi) (\rho c)_s = 2.856 \cdot 10^6$	$\phi (\rho c)_f + (1-\phi) (\rho c)_s = 2.856 \cdot 10^6$
Dispersivité th. longitudinale α_L [m]		5	5
Dispersivité th. transversale α_T [m]		0.5	0.5
Température initiale T_0	matrice+ fluide	15°C	
Densité et viscosité du fluide dépendant de la température selon les équations (3.7) et (3.13) cf. § 3.1.3.			

Tableau 4.8: Liste des paramètres thermo-hydrauliques et des paramètres de l'aquifère et des épentes, et valeurs numériques utilisées.

4.3.3 Conditions limites (conditions d'exploitation)

4.3.3.1 Conditions limites hydrauliques

Problèmes 2D axisymétriques

Les conditions limites hydrauliques au puits sont fixées par des conditions de flux (Neumann, ou 2^{ème} type) (figure 4.16).

Au bord extérieur vertical, elles sont fixées par des potentiels hydrauliques (Dirichlet, ou 1^{er} type) (figure 4.16). Comme le problème hydraulique est couplé au problème thermique, cela crée des courants entrant et sortant le long de cette limite (exemple: figures 4.25, 4.28 et 4.29, "lignes de courant", zone C). En effet, même si la perturbation thermique due au stock est très faible à cet endroit, elle crée une modification des charges hydrauliques par dilatation de l'eau. Les conditions limites de potentiel devraient donc être modifiées en fonction du profil des températures le long de cette limite ((Perrochet et Tacher, 1997)). Toutefois, ce profil thermique n'est pas connu a priori et la variation de charge est minime en raison de la très faible importance de la perturbation thermique (quelques centièmes de °C). Les transferts d'énergie et les vitesses de pore qui en découlent sont donc négligeables.

Problèmes 3D

Aux bords extérieurs verticaux, les conditions limites hydrauliques sont fixées par des potentiels hydrauliques (Dirichlet, ou 1^{er} type).

Les puits sont présentés par des termes sources placés sur des verticales de nœuds (interfaces 8 à 16).

4.3.3.2 Conditions limites thermiques

En 2D comme en 3D, les conditions limites thermiques au puits en phase d'injection sont des conditions de température (Dirichlet ou 1^{er} type). La température imposée correspond à celle d'injection. En phase de repos et de soutirage, aucune température n'est imposée au puits.

Aucune température limite n'est imposée aux bords verticaux externes.

Le fait d'imposer une température au puits en phase d'injection crée une surestimation de l'énergie injectée. Ce problème est présenté au paragraphe qui suit.

Le flux géothermique n'est jamais incorporé dans les problèmes (§4.1.1.9).

4.3.4 Problèmes particuliers

4.3.4.1 Conditions de température aux limites en phase d'injection: effet de la dispersion et de la conduction

Description

Comme décrit au paragraphe précédent, la phase d'injection d'eau chaude dans l'aquifère est traitée à l'aide de conditions de flux pour le problème hydraulique, et de conditions de températures pour le problème thermique. Ainsi, l'eau entrant dans le domaine possède la température imposée comme condition limite.

Toutefois, comme cette température est fixée, l'apport d'énergie ne se fait pas uniquement par convection forcée, mais également par conduction. La paroi du puits agit alors comme une plaque chauffante.

Dans la réalité, ce phénomène de conduction thermique depuis le puits se déroule effectivement. Cependant, cela a pour effet de diminuer la quantité d'énergie représentée par l'eau à l'intérieur du puits, ce qui doit correspondre à une diminution de sa température. Lorsque le gradient de température à proximité de la crépine du puits diminue, le phénomène s'atténue.

Pour qu'une situation corresponde à celle décrite par les conditions limites utilisées, il faudrait que l'eau à l'intérieur du puits soit constamment maintenue à la température d'injection à l'aide d'un apport d'énergie supplémentaire, ce qui n'est pas le cas des systèmes étudiés. En outre, comme on le verra plus bas, le surplus d'énergie qu'il faudrait apporter est dépendant non seulement des conditions d'exploitation, mais également de divers paramètres de l'aquifère. La comparaison des performances de stocks à températures et débits d'injection identiques, mais à *énergies injectées différentes* serait alors malaisée.

Dès lors, on peut s'attendre à ce que les problèmes traités "surestiment" la quantité d'énergie injectée par rapport aux conditions d'exploitation que l'on aura choisies. On décrit ci-dessous les tests qui ont été réalisés afin de quantifier et contourner ce phénomène.

Dans les modèles numériques actuels de transport de chaleur par conduction et convection (et dans celui utilisé dans cette étude), le phénomène de dispersion thermique dû au caractère poreux du milieu aquifère et à ses hétérogénéités de perméabilité (§4.1.1.8) est pris en considération dans le tenseur de conduction (équation 3.5):

$$\lambda'_a = \underbrace{((1-\phi)\lambda_s \mathbf{I} + \phi\lambda_l \mathbf{I})}_{\text{conduction dans (l) et (s)}} + \underbrace{\phi(\rho c)_l \left[(\alpha_L - \alpha_T) \frac{\mathbf{q} \otimes \mathbf{q}}{\|\mathbf{q}\|} + \alpha_T \|\mathbf{q}\| \mathbf{I} \right]}_{\text{dispersion}} \quad (3.5)$$

Ce tenseur multiplie le gradient de température dans le terme de droite de l'équation de conservation de la chaleur (3.3). Ainsi, le phénomène de dispersion thermique est non seulement dépendant de la vitesse de Darcy, mais également du gradient de température.

Or, dans les problèmes d'injection de chaleur par puits, les vitesses sont très importantes à proximité du puits (symétrie radiale). Il en résulte que le terme dispersif dans l'équation ci-dessus sera également très important. Si le gradient de température est alors marqué, la surestimation de l'énergie stockée sera principalement gouvernée par ce terme dispersif.

On a réalisé plusieurs séries de tests sur trois configurations de conditions d'exploitation différentes. Tous les tests ont été effectués à l'aide de modèles 1D axisymétriques où problèmes thermique et hydraulique ne sont pas couplés.

- Dans la première série de tests, on injecte un débit de 10m³/j par mètre d'épaisseur de l'aquifère. Cela correspond à un débit moyen à élevé par rapport aux variantes étudiées au §4.4. Les conditions de température et de durée d'injection sont celles de référence déjà utilisées au §4.2 (tableau 4.3).
- Dans la deuxième configuration, le débit est de 1m³/j par mètre d'aquifère. C'est un débit peu important par rapport aux variantes étudiées au §4.4.

- Les derniers tests se font avec un débit comparable à ceux de la première série, mais l'injection ne se fait que durant 12 heures (soit une durée d'injection de 90 jours). Cela correspond à une injection par pulses quotidiens, tels que pourrait fournir une installation solaire.

Chaque configuration a été étudiée dans des situations avec dispersion thermique (modèle 1), sans dispersion thermique (modèle 2), et sans dispersion à nouveau, mais avec une conduction thermique augmentée de façon à prendre en considération les effets de la dispersion sans que la vitesse de pore n'accroisse son effet à proximité du puits (modèle 3). C'est la méthode de Doughty et al. (1982) qui a été choisie (§4.1.1.8).

Les figures 4.18, 4.19 et 4.20 décrivent pour chaque cas les énergies injectées et soutirées, les coupes de températures dans le stock en fin de phase charge et les températures de production en phase de déstockage.

Discussion des résultats

→ La première série de tests, sur une configuration à débit relativement important, montre que (figure 4.18):

- Avec dispersion (modèle 1), l'énergie injectée par conduction-dispersion ne crée une surestimation du stock en fin de phase de charge que de 5% environ.
- Dans le modèle 2, sans dispersion, la conduction est une source négligeable.
- Avec le modèle 3, l'effet conductif au puits est à nouveau négligeable. En outre, la courbe de production de température ainsi que l'énergie soutirée en phase de décharge sont proches de celles obtenues avec le modèle 1, particulièrement lorsque le soutirage se fait selon les conditions de ce dernier (dispersion prise en compte, conduction thermique "normale").

La faible part de l'énergie introduite par limite du 1^{er} type (Dirichlet, conduction+dispersion) dans le modèle 1 s'explique par le fait que le débit d'injection étant relativement élevé, le gradient de température à proximité de la crépine devient rapidement peu élevé.

Le fait que les résultats des modèles 1 et 3 soient proches laissent penser que la méthode de Doughty et al. est en outre fiable dans cette configuration.

→ Les résultats des tests effectués sur la deuxième configuration montrent que (figure 4.19):

- La part d'énergie introduite par conduction-dispersion est importante: +39% par rapport à l'apport advectif (modèle 1). En raison du faible débit d'injection, le gradient de température reste important à proximité du puits, ce qui explique ce phénomène.
- Dans le modèle 2 sans dispersion, la conduction est une source négligeable
- Avec le modèle 3, l'effet conductif au puits est à nouveau négligeable. La quantité d'énergie soutirée est sensiblement plus faible qu'avec le modèle 1.
- Un coefficient de dispersivité nul sur la première cellule ou sur un nombre de cellule restreint ne fournit pas une répartition des températures dans le stock satisfaisante. La coupe des températures dans le stock en fin de phase de charge montre une cassure.

→ La série de tests sur la troisième configuration fournit les résultats suivants (figure 4.20):

- Avec dispersion (modèle 1), l'apport d'énergie par conduction-dispersion est très important: elle crée une surestimation du stock de 72%. A chaque pulse en effet, un gradient de température se forme à proximité du puits, ce qui renforce ce phénomène.
- La conductivité thermique apparente λ'_a (équation 4.12) doit être calculée en utilisant un temps d'injection t_i égal à la durée d'injection durant toute la phase de charge (90 jours dans notre cas). On prend ainsi en considération la dispersion sur l'ensemble de la phase de charge, et non sur un seul pulse.

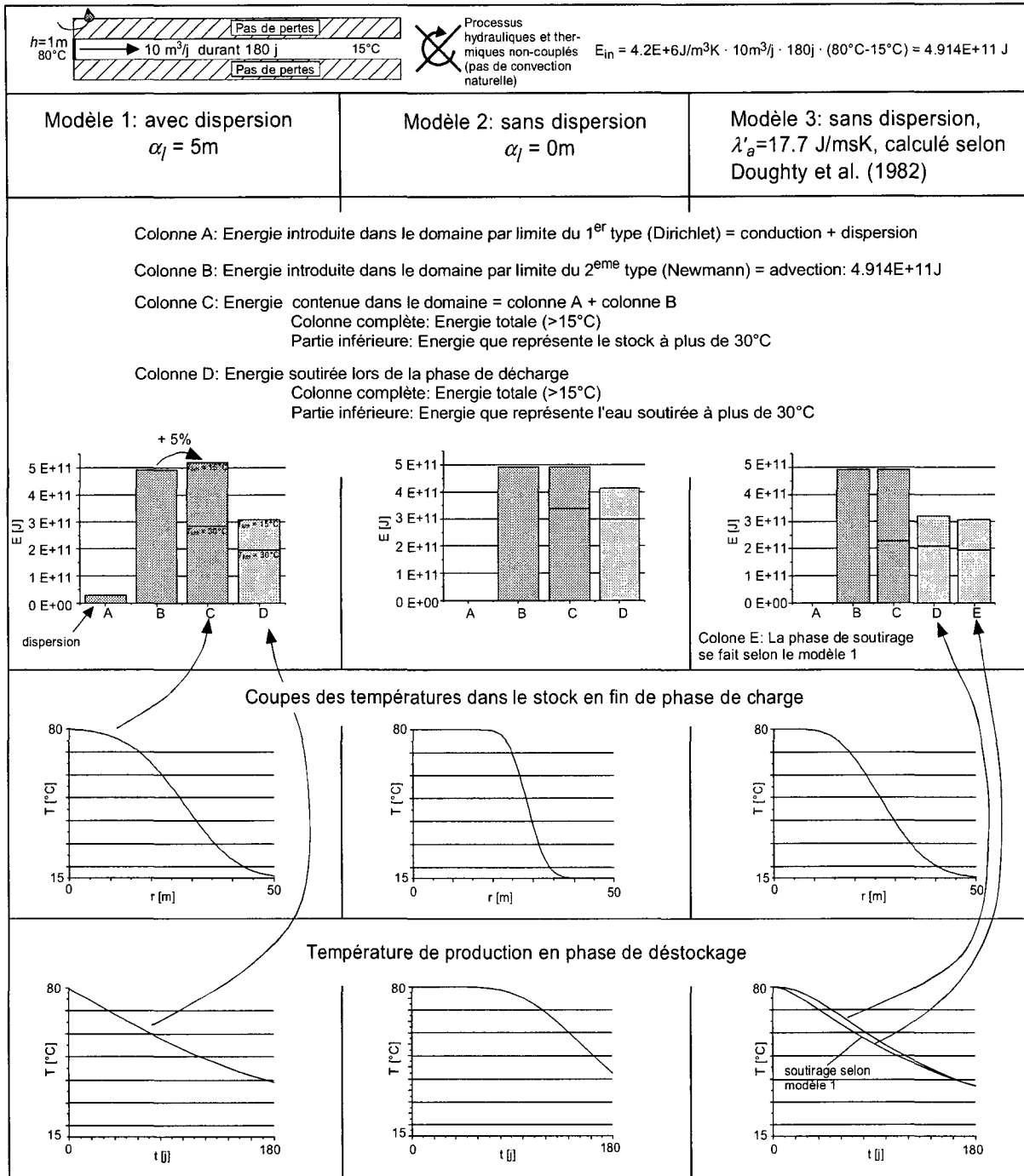


Figure 4.18: Problème aux limites: effets de la conduction et de la dispersion sur la quantité d'énergie injectée: injection de $10m^3/j$ par mètre d'aquifère durant 180 jours.

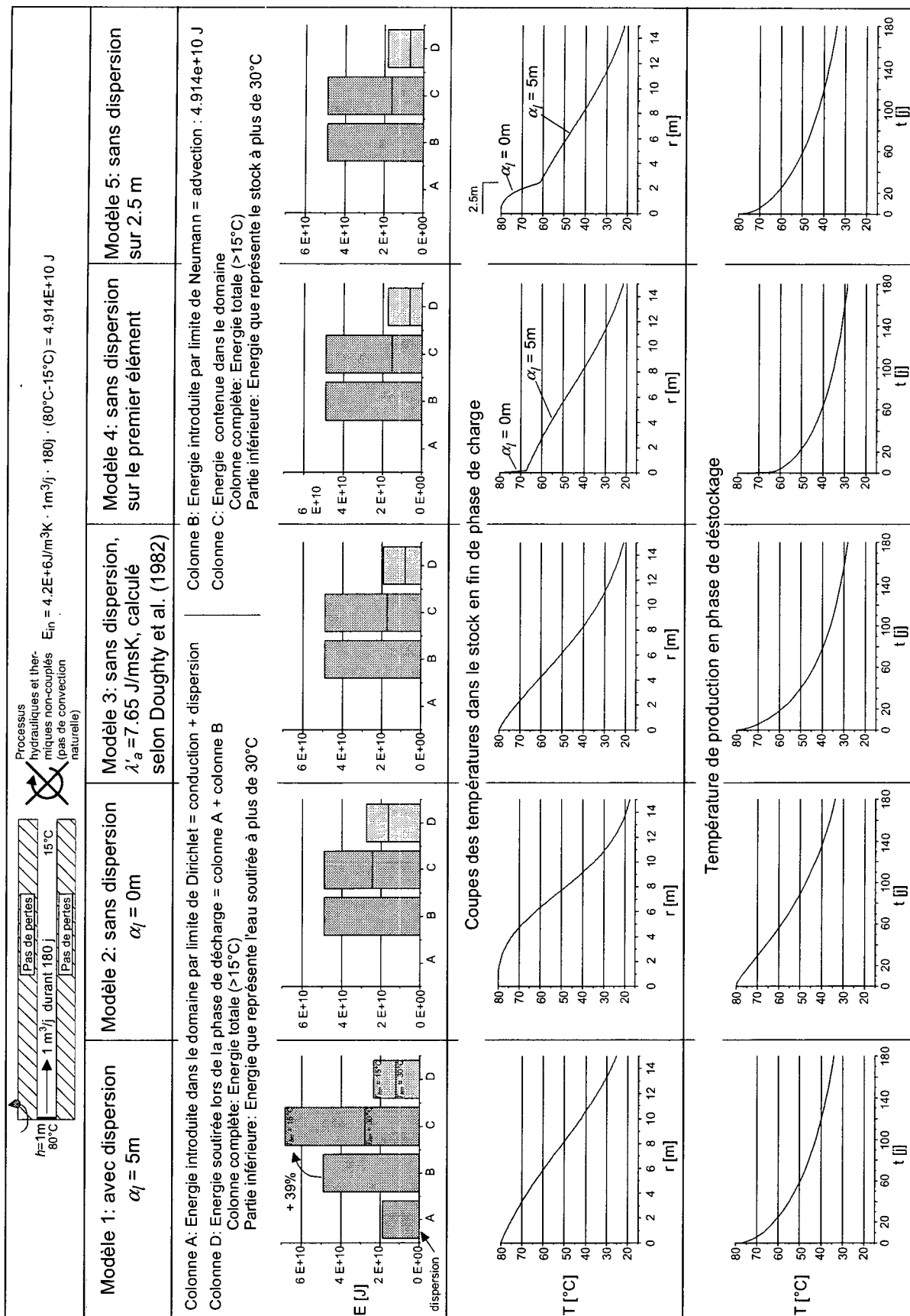


Figure 4.19: Problème aux limites: effets de la conduction et de la dispersion sur la quantité d'énergie injectée: injection de $1m^3/j$ par mètre d'aquifère durant 180 jours.

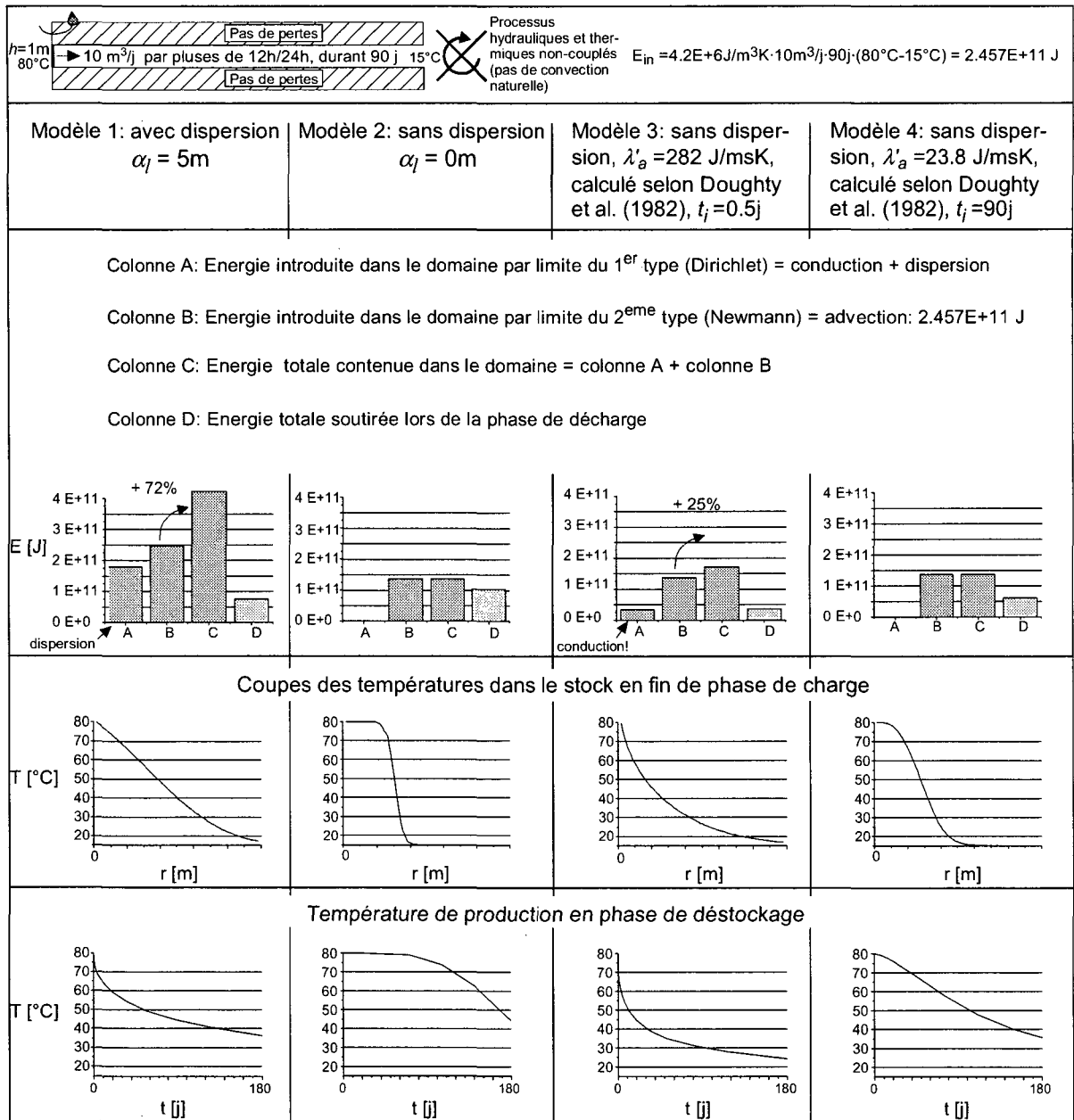


Figure 4.20: Problème aux limites: effets de la conduction et de la dispersion sur la quantité d'énergie injectée: injection de $10m^3/j$ par mètre d'aquifère, en pulses quotidiens de 12 heures durant 180 jours.

Conclusions pour la suite de l'étude

Chaque problème à débit d'injection continu traité en modèle couplé (§4.4) a été réalisé dans un premier temps en incorporant des coefficients de dispersivité thermique longitudinaux et transversaux non nuls (5m, respectivement 0.5m). Lorsque, pour les modèles à faible débit d'injection linéaire, la surestimation du stock par conduction-dispersion était supérieure à 10%, le problème a été reconduit, en phases d'injection seulement, avec des coefficients nuls et une conductivité thermique apparente calculée selon la méthode de Doughty et al (1982). Les phases de soutirages ont toujours été réalisées avec des coefficients de dispersivité thermique longitudinaux et transversaux non nuls et une conductivité thermique normale. Ce procédé a été utilisé dans moins de 15% des cas.

Tous les problèmes à injection en pulses quotidiens ont été traités selon ce même procédé.

Notons encore que ce phénomène de conduction-dispersion aux limites est accru dans certains problèmes où la formation de cellules de convection naturelle est considérable: celles-ci créent des gradients thermiques importants à proximité du puits.

4.3.4.2 Forme divergente ou convective de l'équation de continuité thermique

L'équation de conservation de la chaleur utilisée par le modèle couplé (et les modèles simples) est résolue dans cette étude sous sa forme convective:

$$(\rho c)_a \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho c)_l \mathbf{q} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (\lambda'_a \nabla T) \quad (3.3)$$

Cette équation peut être transformée sous sa forme divergente (Diersch, 1998):

$$\frac{\partial}{\partial t} ((\rho c)_a T) + \nabla \cdot ((\rho c)_l \mathbf{q} T) = \nabla \cdot (\lambda'_a \nabla T) \quad (4.15)$$

Sous la forme convective, les conditions limites de Dirichlet et de Neumann sont définies par:

$$\begin{aligned} T_1 = T & \quad \text{sur } \Gamma_1 \quad (\text{Dirichlet}) \\ b = \mathbf{n}(\lambda'_a \nabla T) & \quad \text{sur } \Gamma_2 \quad (\text{Neumann}) \end{aligned} \quad (4.16)$$

où

Γ_1 et Γ_2 sont des portions de la limite du domaine,

T_1 est la température imposée sur Γ_1 ,

b est le flux imposé sur Γ_2 ,

\mathbf{n} est le vecteur unitaire normal.

et tous les autres paramètres ont été définis au chapitre 3.

Avec la forme divergente, on définit les conditions limites ainsi:

$$\begin{aligned} T_1 = T & \quad \text{sur } \Gamma_1 \quad (\text{Dirichlet}) \\ b = \mathbf{n}(\lambda'_a \nabla T - \mathbf{q} T) & \quad \text{sur } \Gamma_2 \quad (\text{Neumann}) \end{aligned} \quad (4.17)$$

Ainsi en utilisant, en phase de charge, non pas des conditions limites thermiques de température (Dirichlet) mais de flux (Neumann) et la forme divergente de l'équation de conservation de la chaleur, on contrôle l'énergie totale entrant dans le domaine, par convection *et* conduction-dispersion.

Toutefois, ce procédé ne permet plus de fixer la température d'entrée, celle-ci étant contrôlée par le gradient de température. Tant que celui-ci n'est pas faible à proximité du puits (p.ex. en début de phase de charge) la part conductive - dispersive est importante et la température à la limite reste faible. Au court de la charge, le gradient s'affaiblit et la température tend vers la valeur avec laquelle on a calculé le flux énergétique entrant.

Cette méthode n'est donc pas applicable dans un problème de stockage de chaleur en aquifère, puisque le contrôle de la température à l'injection est impératif et est fixé par les conditions d'exploitation.

La figure 4.21 montre un exemple, tiré du chapitre 4.4, d'évolution de température à la crépine en phase de charge dans un problème résolu avec la forme divergente (épaisseur h de l'aquifère: 25m, débit d'injection continu Q_{in} : 100m³/j, température d'injection T_{in} : 80°C).

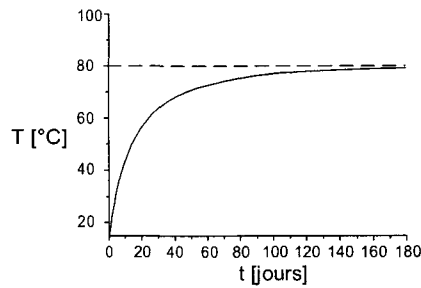


Figure 4.21: Forme divergente de l'équation de transport de chaleur: évolution de la température à la crépine en phase d'injection.

4.4 Etude paramétrique à l'aide du modèle couplé (Feflow)

4.4.1 Paramètres et conditions d'exploitations étudiés

Le chapitre 4.1 décrit l'ensemble des paramètres et conditions d'exploitation qui entrent en jeu dans les problèmes traités. On y discute et fixe celles et ceux qui ne seront plus étudiés dans l'étude paramétrique et on y choisit les valeurs de base des autres. Le tableau 4.8 résume les paramètres utilisés.

Le tableau 4.9 donne la liste des paramètres géologiques et des conditions d'exploitation dont les effets sur le taux de récupération (et le rendement, cf. §4.4.8) d'un stock de chaleur en aquifère seront étudié à l'aide du modèle couplé dans ce chapitre 4.4:

Paramètres (aquifère)	Conditions d'exploitations
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin: 5px auto; width: 80%;"> h K_h k v_n </div>	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin: 5px auto; width: 80%;"> Q_{in} (grandeur) Q_{in} (fréquence) Q_{out} (grandeur) Q_{out} (fréquence) T_{repos} T_{in} <i>Nombre de cycles</i> <i>d (doublets)</i> </div>

Tableau 4.9: Paramètres et conditions d'exploitations incorporés dans l'étude paramétrique.

4.4.2 Simulations de références: étude croisée selon Q_{in} et h

4.4.2.1 Grille de base

Afin de disposer d'une base pour l'étude des facteurs influençant les performances d'un système de stockage de chaleur en aquifère, on a choisit de réaliser une première série de simulations portant sur deux facteurs:

- h [m] épaisseur de l'aquifère dans lequel on crée le stock
- Q_{in} [m^3j^{-1}] débit injecté dans l'aquifère en phase de charge

Les couples h - Q_{in} ainsi choisis sont placés dans un tableau à deux entrées appelé "grille de base" (tableau 4.10). Les autres paramètres et conditions d'exploitations sont maintenus constants, selon leur valeur de référence (§4.1 et tableau 4.8)

Conditions d'exploitation

- $Q_{in} = Q_{out}$
- T_0 15 °C
- T_{in} 80 °C
- t_{in} 180 j
- t_{out} 180 j
- t_{rep} 0 j
- Nombre de cycles annuels: 2 à 5 selon les problèmes

Principaux paramètres du système naturel:

- Porosité des éponges et de l'aquifère: $\phi = 0.2$
- Epaisseur de l'éponge supérieure : au moins 30m, épaisseur de l'éponge inférieure: 20m
- Conductivité hydraulique des éponges $K_h = 10^{-8}$ m/s, $k = 1$
- Conductivité hydraulique de l'aquifère $K_h = 10^{-4}$ m/s, $k = 1$
- Dispersivité thermique longitudinale de l'aquifère et des éponges: $\alpha_L = 5$ m
- Dispersivité thermique transversale de l'aquifère et des éponges: $\alpha_T = 0.5$ m

Les simulations ont été réalisées selon les modèles 2D axisymétriques et, pour les cas où $h=25$ m –marqués d'une (*) au tableau 4.12- en 3D également. (§ 3.1.1). Il n'y a pas d'écoulement naturel au sein de l'aquifère. L'injection et le soutirage se font à l'aide du puits central unique.

	$Q=10\text{ m}^3/\text{j}$	$Q=50\text{ m}^3/\text{j}$	$Q=100\text{ m}^3/\text{j}$	$Q=250\text{ m}^3/\text{j}$	$Q=500\text{ m}^3/\text{j}$	$Q=1000\text{ m}^3/\text{j}$	$Q=5000\text{ m}^3/\text{j}$
$h=5\text{ m}$		x	x		x		
$h=10\text{ m}$	x	x	x		x	x	x
$h=25\text{ m}$		x	x		x	x	x
$h=50\text{ m}$			x	x	x	x	x
$h=100\text{ m}$					x	x	x

Tableau 4.10: Grille " $h-Q_{in}$ " (épaisseur aquifère - débit d'injection) choisie pour l'étude de l'influence de ces deux facteurs. Les autres paramètres sont constants selon leur valeur de référence.

4.4.2.2 Energies injectées correspondant aux scénarios de la grille de base

Avec une température initiale T_0 de 15°C, une température d'injection T_{in} de 80 °C et une durée d'injection de 180 jours, les débits choisis dans le tableau 4.10 correspondent aux énergies et aux puissances décrites dans le tableau 4.11. La colonne "personne" correspond au nombre d'usagers que cette énergie pourrait satisfaire, en comptant une consommation de 10 MWh par hiver et par personne comme besoin de chauffage (§ 4.1.2.4). Cette comparaison n'est toutefois qu'indicative, puisqu'elle ne se réfère pas à l'énergie soutirée mais à l'énergie *injectée* dans le système. De plus, pour ce calcul, on ne considère pas la température limite T_{lim} (§ 4.1.2.3), en dessous de laquelle l'eau soutirée ne peut plus être utilisée dans le système de chauffage

Débits	E [J]	E [kWh]	P [MW]	"Personnes"
10 m ³ /j	4.91 10 ¹¹	1.37 10 ⁵	0.032	14
50 m ³ /j	2.46 10 ¹²	6.83 10 ⁵	0.16	68
100 m ³ /j	4.91 10 ¹²	1.37 10 ⁶	0.32	136
250 m ³ /j	1.23 10 ¹³	3.42 10 ⁶	0.8	340
500 m ³ /j	2.46 10 ¹³	6.83 10 ⁶	1.6	680
1000 m ³ /j	4.91 10 ¹³	1.37 10 ⁷	3.2	1360
5000 m ³ /j	2.46 10 ¹⁴	6.83 10 ⁷	15.8	6800

Tableau 4.11: Energie, puissances et "équivalent en personnes" correspondants aux débits injectés durant 180 jours à 80°C dans un aquifère à 15°C.

4.4.2.3 Résultats fournis par la résolution numérique

L'annexe D contient les températures de soutirage.

La figure 4.22 regroupe les coupes isothermes en fin de deuxième cycle de charge des couples étudiés. Le tableau 4.12 fournit les taux de récupération (§ 4.1.2.3) de ces couples pour le deuxième cycle de soutirage.

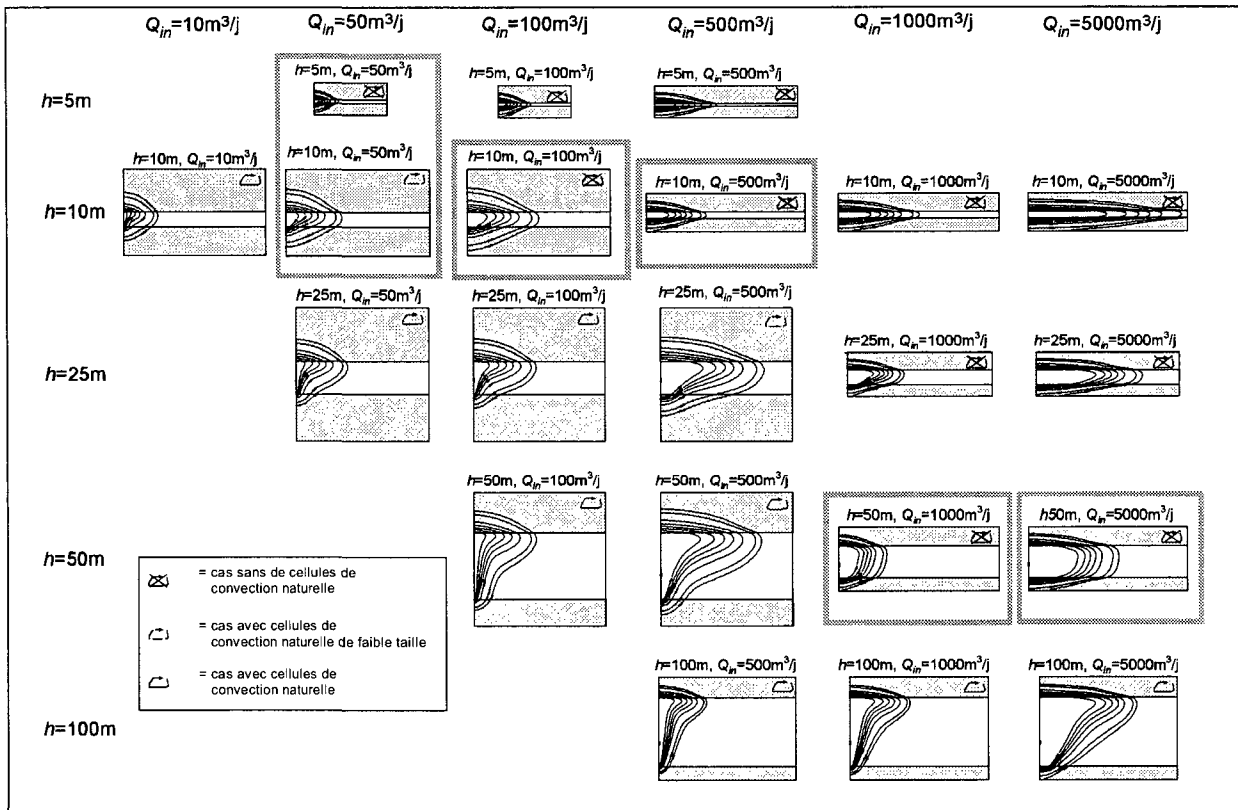


Figure 4.22: Coupes isothermes des simulations " $h-Q_m$ " en fin de deuxième cycle de charge. La variante la plus favorable (taux de récupération) pour un débit donné est entourée d'un rectangle gris. Les isothermes sont: 70, 60, 50, 40, 30, 20 et 17.5°C. L'isotherme la plus élevée est la plus proche du puits.

	Q=10m ³ /j	Q=50m ³ /j	Q=100m ³ /j	Q=250m ³ /j	Q=500m ³ /j	Q=1000m ³ /j	Q=5000m ³ /j
h=5m		22.7%	26.1%		32.3%		
h=10m	9.9%	22.7%	29.1%		37.5%	40.1%	44.4%
h=25m		9.8% (*)	15.8% (*)		35.0% (*)	43.1% (*)	52.1% (*)
h=50m			8.7%	15%	20.2%	47.6%	55.4%
h=100m					17.3%	21.4%	38.9%

Tableau 4.12: Taux de récupération (§ 4.1.2.3) des simulations $h-Q_m$ lors du deuxième cycle. Le taux de récupération le plus favorable pour un débit donné est encadré. Les problèmes marqués d'une (*) ont été également résolus en 3D.

4.4.2.4 *Discussion des résultats*

Basculement du front thermique

On a décrit au chapitre 2.1 les effets des contrastes de densité et viscosité sur l'évolution (en phase de charge ou de repos) d'un front thermique initialement vertical. Ce phénomène est observable dans les problèmes étudiés (par exemple, couple " $h=50, Q_m=5000\text{m}^3/\text{j}$ "). Notons bien à nouveau qu'il se produit indépendamment de l'apparition de cellules de convection naturelles. Celles-ci, si leur cause en est comparable (contrastes de densité-viscosité dus au champ de température), provoquent des mouvements rotationnels fermés de l'eau. Hellström et al. (1979) ont développé des modèles analytiques et numériques pour calculer le basculement du front thermique avec et sans convection forcée. Ces modèles sont développés dans six géométries différentes (dont une géométrie cylindrique). Les auteurs proposent également des abaques établis à l'aide des résultats fournis par les modèles numériques. On décrit en annexe E le modèle de ces auteurs.

Ces résultats ne sont toutefois pas exploitables dans les problèmes présentés dans cette première série de simulations, car on se trouve dans la plupart des cas hors du domaine de validité des solutions ($\kappa^2 \tan(\alpha) < 2$, où

κ est le contraste des conductivités K_v/K_h et α l'angle de basculement mesuré depuis la verticale): le contraste de conductivité choisi étant de 1, les solutions ne sont plus valables lorsque α est supérieur à 63.43° , ce qui est le cas dans tous les problèmes après environ 40 jours d'injection, excepté ceux où $h=100m$.

→ La figure 4.23 montre un exemple de calcul de l'angle α (équation résolue: cf. annexe E). Il s'agit du couple $h=10m - Q_{in}=100m^3/j$, identique à celui présenté à la figure 4.26. Les solutions ne sont plus valables dès le trentième jour d'injection environ.

De plus, les solutions des cas avec $h=100m$ (→ exemple: figure 4.24, couple $h=100m, Q_{in}=100m^3/j$) semblent surestimer l'angle de basculement par rapport aux résultats obtenus à l'aide du modèle d'écoulement et de transport de chaleur couplé (cf. figure 4.22). On remarque toutefois la difficulté à estimer l'angle de basculement sur les coupes isothermes, d'autant plus que ces cas possèdent des cellules de convection naturelle marquées (cf. plus bas 'Cellules de convection naturelle en phase de charge') qui donnent une forme concave aux isothermes. Au vu de ces résultats en modèle couplé, l'hypothèse de base utilisée par Hellström et al. (basculement du front autour d'un point situé à la demi-hauteur de l'aquifère) ne semble pas convenir à ce genre de problème avec cellules de convection naturelle: la figure 4.25 montre la zone en rotation fermée et son effet sur les isothermes pour le couple $h=50m, Q=100m^3/j$. Dans la partie la plus interne du stock, les isothermes sont fortement redressées par le flux ascendant. La cellule de convection couvre plus des 4/5 de l'épaisseur de l'aquifère et non la moitié.

Toutefois les solutions de Hellström et al. montrent que le taux basculement est favorisé par la diminution de l'épaisseur h et/ou l'accroissement du débit d'injection (cf. annexe E, remarques et conclusions). On constate sur la figure 4.22 que les résultats obtenus ici vont dans le même sens.

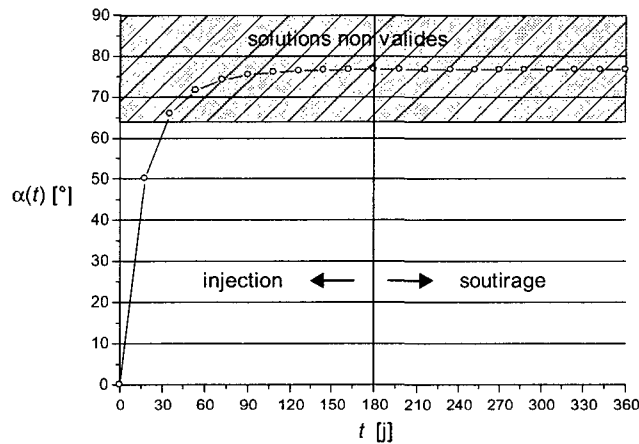


Figure 4.23: Angle de basculement du front thermique en fonction de la durée d'injection, calculé selon Hellström et al. (1979). Cas $h=10m, Q=100m^3/j, \kappa=1$.

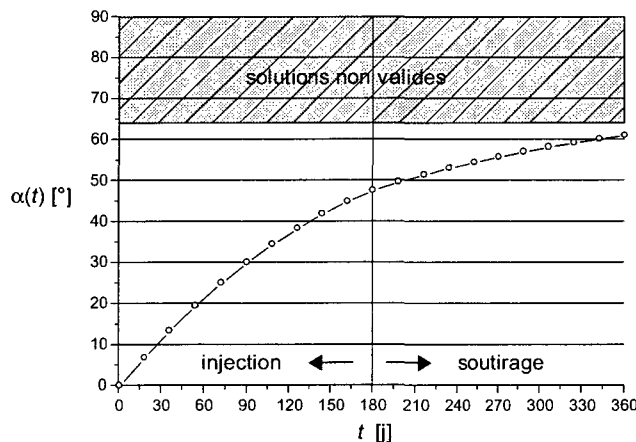


Figure 4.24: Angle de basculement du front thermique en fonction de la durée d'injection, calculé selon Hellström et al. (1979). Cas $h=100m, Q=100m^3/j, \kappa=1$.

Cellules de convection naturelle en phase de charge

Certains problèmes (couples) étudiés montrent l'apparition de cellules de convection naturelle. Elles apparaissent, en phase de charge, à l'extérieur de la zone chaude, dans la partie inférieure de l'aquifère. Elles sont dues aux gradients thermiques créés par l'injection d'eau chaude. Ces gradients thermiques sont la cause de contrastes de densité et de viscosité dans l'eau du stock. Lorsqu'ils sont suffisamment importants, des courants d'eau fermés se créent (chapitre 2.2).

On parvient en général à déterminer la présence de cellules de convection en observant les coupes isothermes: lorsqu'elles sont présentes, les isothermes dans la partie inférieure de la langue sont de forme concave (exemple: figure 4.25, cas $h=50\text{m}$ $Q_{in}=100\text{m}^3/\text{j}$). Lorsque les cellules sont absentes, les isothermes sont convexes (exemples: figure 4.26, cas $h=10\text{m}$ $Q_{in}=100\text{m}^3/\text{j}$ et figure 4.27, $h=10\text{m}$ $Q_{in}=1'000\text{m}^3/\text{j}$).

D'autres représentations des résultats, sous forme de lignes de courant et de champs des vecteurs vitesse sont toutefois nécessaires pour déterminer la taille des cellules et leurs vitesses d'écoulement. La figure 4.25 montre que (le cas est généralisable) la vitesse d'écoulement à l'intérieur des cellules n'est importante que dans la partie de la cellule la plus proche du puits et à son sommet. Cela est dû à la position décentrée par rapport à la forme de la cellule de l'axe autour duquel la rotation s'exécute: le fluide passe par une section nettement plus petite et sa vitesse s'accroît. Ainsi, les cellules de convection créent un mouvement d'eau lent dans les zones externes et "froides", qui va en s'accroissant lorsqu'il est proche du centre du stock.

L'apparition de cellules de convection naturelle est favorisée par: l'augmentation de l'épaisseur de l'aquifère et la diminution du débit d'injection. Durant la charge, le volume d'aquifère chauffé s'accroît et les cellules de convection deviennent de plus en plus importantes (figure 4.28) (cf. plus bas 'état du stock durant la charge et la décharge').

Convection naturelle en phase de décharge

En phase de soutirage, les cellules ne se placent non plus dans la partie inférieure de l'aquifère, mais dans sa partie supérieure, au-dessus de la langue formée par le front thermique (figure 4.29). Contrairement à la phase de charge, les cellules diminuent avec le temps de soutirage, les gradients thermiques devenant de plus en plus faibles.

Etat du stock durant la charge et la décharge

La figure 4.30 montre l'évolution de l'énergie stockée dans le domaine lors de 3 cycles de charge-décharge pour le couple $h=50\text{m}$, $Q=100\text{m}^3/\text{j}$, lequel montre d'importantes cellules de convection naturelle (figure 4.25).

L'énergie totale du stock (représentée par E_{15}) croît entre chaque cycle. En effet, la phase de décharge ne soutire pas l'entier de l'énergie injectée. On constate également que, lors de la première phase de charge, les énergies E_{15} sont légèrement supérieures aux énergies injectées (E_{inj}). Il s'agit là de l'effet de conductivité-dispersion discuté au § 4.3.4.1.

La figure 4.31 montre un détail de la figure précédente, en se concentrant sur le premier cycle et les stocks E_{50} , E_{60} , E_{70} uniquement. Les résultats du couple ' $h=10\text{m}$, $Q=100\text{m}^3/\text{j}$ ' (sans cellules de convection naturelle) sont également présentés. On constate que dans le premier cas, les énergies représentées par les volumes du stock à température élevée (50 à 70°C) croissent moins rapidement. C'est l'effet des cellules de convection naturelle, qui empêchent partiellement le stock de se constituer à de hautes températures par brassage des eaux froides et chaudes.

Un test (injection continue durant 5 ans) a été réalisé sur ce cas afin de déterminer si la valeur des stocks E_{50} , E_{60} et E_{70} tend vers un maximum, le stock se stabilisant alors vers une sorte de régime permanent du problème thermique: ce n'est pas le cas, ces stocks sont toujours croissants durant les 5 ans d'injection (c'est également le cas pour les stocks E_{15} à E_{30}). La hauteur de la cellule de convection croît alors durant les 200 premiers jours de charge environ, puis la cellule ne s'étend plus que dans le sens horizontal, vers l'extérieur du stock (figure 4.28).

Épaisseur optimale

Pour un débit donné, le stock possède une épaisseur optimale, c'est-à-dire une épaisseur à laquelle correspondent les meilleurs résultats en terme de taux de récupération (tableau 4.12). Ces optimums sont des cas sans cellules de convection naturelle et sont encadrés dans la figure 4.22 et le tableau 4.12. Une épaisseur trop importante crée des pertes par l'apparition de telles cellules, tandis qu'une épaisseur trop faible accroît les pertes par conduction dans les épontes: le stock est alors de forme aplatie et possède une plus grande surface de contact avec ces dernières. La figure 4.32 montre les taux de récupération η pour le deuxième cycle de charge en fonction de

l'épaisseur h de l'aquifère et pour les différents débits d'injection. Les cas d'épaisseur optimale sont à nouveau encadrés en gris sur cette figure.

Taux de restitution maximal

L'accroissement du débit Q_{in} (h fixe) augmente toujours l'efficacité du stock (figure 4.34). On observe sur cette figure que les trois courbes pour $h = 50\text{m}$, 25m et 10m montrent un accroissement plus ou moins abrupt avant de se stabiliser vers les hauts débits. Cela correspond à la suppression des cellules de convection naturelle sous l'effet du mouvement de convection forcée (figure 4.22).

En reliant, dans la figure 4.34 les cas optimaux (figure 4.12), on obtient le taux maximal de récupération η pour un débit donné (figure 4.35). La courbe ainsi obtenue est de forme comparable à celles obtenues à l'aide des modèles simples (figures 4.10 et 4.11). Dans ces deux derniers cas comme pour celui de la figure 4.34, la courbe tend à se stabiliser à un taux maximum relativement proche: entre 0.65 et 0.7 ($T_{lim}^*=0.23$) pour les modèles simples et entre 0.55 et 0.6 pour le modèle couplé et avec pertes par les épontes.

Toutefois, les débits à fournir pour atteindre un taux de récupération donné sont bien plus élevés dans ce dernier cas: Avec les paramètres et conditions d'exploitation utilisés dans cette série de simulations, un taux de récupération η de 50% est atteint avec une injection de $1250\text{m}^3/\text{j}$ environ (figure 4.35). Les modèles simples sphériques et cylindriques fournissent, pour un taux de récupération identique et $T_{lim}^*=0.23$ correspondant aux conditions d'exploitation de référence (§4.1.2.3), des nombres de Péclet de 150, respectivement 6 (figures 4.10 et 4.11). Cela correspond dans les deux cas à un débit de $100\text{m}^3/\text{j}$ environ (équations 3.36, resp. 3.50, paramètres types, $h=50\text{m}$ pour le cas cylindrique). La différence est donc importante. Or, la figure 4.22 montre que le cas $h=50\text{m}$ et $Q=1000\text{m}^3/\text{j}$ ($\eta=47.6\%$) possède non seulement des effets de densité peu marqués, mais également une surface de contact du stock avec les épontes relativement faible. La différence entre les résultats des modèles simples et du modèle couplé doit donc provenir essentiellement de l'effet de la dispersion.

Sauty (1981) utilise une méthode permettant de prendre en considération la dispersion dans un modèle simple: une conduction thermique apparente constante est calculé en utilisant le flux hydraulique \mathbf{q} correspondant au front thermique à la moitié de l'injection (cf. § 4.1.1.8). On obtient dans notre cas ($h=50\text{m}$, $Q=1250\text{m}^3/\text{j}$) des conductions thermiques apparentes de 23.4 J/msK pour le système sphérique, et de 32.5 J/msK pour le système cylindrique. Avec des nombres de Péclet de 150 et 6 selon le système, on obtient alors des débits de 907 et $1250\text{ m}^3/\text{j}$ respectivement. Ces chiffres sont proches de la solution trouvée avec le modèle couplé le système cylindrique fournissant même un résultat identique. Toutefois la méthode utilisée par Sauty n'est qu'une approximation (le flux variant avec la distance au centre) et les effets de densité et de perte par les épontes ne sont pas pris en considération. On se contentera donc d'affirmer que les ordres de grandeurs sont comparables.

Nombre de cycle pour les problèmes à faible débit d'injection

On a vu au § 4.2.2.3 que la succession de plusieurs cycle de charge-décharge est surtout favorable aux petits systèmes, c'est-à-dire à faibles débits d'injection (moins de $100\text{m}^3/\text{j}$) (conclusion 7). Ce phénomène est observable dans cette série de problème avec le couple $h=5\text{m}-Q=50\text{m}^3/\text{j}$: le premier cycle fournit un taux de récupération de 16.8%, le deuxième de 22.7%, le troisième de 26.1% et le quatrième de 28.4% (pas de figure). Bien que l'on reste sur des performances assez faibles, cet accroissement est appréciable. Les autres couples utilisant des débits d'injection de 10 ou $50\text{m}^3/\text{j}$ sont soumis à la convection naturelle et l'accroissement de leur taux de récupération avec le nombre de cycle n'est pas significatif (y compris le couple ' $h=5\text{m}-Q=10\text{m}^3/\text{j}$ ' qui possède au deuxième cycle un taux de récupération identique, mais qui ne croît qu'à 23.9% au quatrième).

Résultats obtenus avec le modèle couplé en 3D

Les problèmes marqués d'une (*) au tableau 4.12 ont été également résolus en 3D. Le tableau 4.13 montre la comparaison avec les résultats obtenus en 2D axisymétrique. On constate que les résultats sont très proches pour les débits supérieurs ou égaux à $500\text{m}^3/\text{j}$, les résultats en 3D étant légèrement inférieurs.

Cette différence est toutefois plus marquée pour les débits 100 et , surtout, $50\text{m}^3/\text{j}$ où le taux de récupération est alors inférieur d'environ 80% en 3D par rapport au problème 2D. Ces problèmes étant soumis à des cellules de convection naturelle, on peut penser que la raison en est un maillage trop large dans le sens vertical (épaisseur des couches: 1m, §4.3.1.2)

		$Q=10\text{m}^3/\text{j}$	$Q=50\text{m}^3/\text{j}$	$Q=100\text{m}^3/\text{j}$	$Q=250\text{m}^3/\text{j}$	$Q=500\text{m}^3/\text{j}$	$Q=1000\text{m}^3/\text{j}$	$Q=5000\text{m}^3/\text{j}$
$h=25$ m	2D axisymétrique		9.8% (*)	15.8% (*)		35.0% (*)	43.1% (*)	52.1% (*)
	3D		7.8%	13.7%		34.6%	42.5%	51.4%

Tableau 4.13: Comparaison des résultats des simulations 2D axisymétriques et 3D: taux de récupération au deuxième cycle.

Conclusions

Les résultats obtenus lors de cette première série de simulation portant sur la 'grille de base' h - Q (tableau 4.10) amènent les conclusions suivantes:

→ Conclusion 9

Le phénomène de basculement du front thermique se produit dans tous les problèmes (couples) étudiés. Un taux de basculement important est favorisé par la diminution de l'épaisseur et/ou l'augmentation du débit. L'utilisation des solutions analytiques et numériques de Hellström et al. (1979) n'est pas possible car soit l'on se trouve hors du domaine de validité de ces solutions, soit l'apparition de cellules de convection naturelle sur une épaisseur importante de l'aquifère rendent les hypothèses de base de ces auteurs non-valables.

→ Conclusion 10

Des cellules de convection naturelle prennent place dans certains couples. Celles-ci sont favorisées par l'augmentation de l'épaisseur de l'aquifère et/ou la diminution du débit d'injection et de soutirage. Ces cellules provoquent d'importantes diminutions des températures du stock et, par la-même, des taux de récupération. Lorsque l'épaisseur du stock est trop faible ou que le débit d'injection est trop important, les pertes thermiques sont alors dues à la conduction de chaleur par les épontes du stock.

→ Conclusion 11

A une épaisseur h d'aquifère donnée correspond **un débit d'injection optimal**, qui constitue le meilleur équilibre entre les pertes par effet de densité-viscosité et les pertes par conduction par les épontes. Il fournit un **taux de récupération optimal**. Toutefois, ce débit optimal *ne constitue pas* le taux de récupération maximal, puisqu'il peut toujours être amélioré par un débit accru. La figure 4.33 montre comment, en reliant sur la figure 4.32 les épaisseurs optimales, on obtient la courbe des taux de récupérations optimaux en fonction de l'épaisseur de l'aquifère (le tracé précis de cette courbe n'est cependant pas possible en raison du manque de cas).

→ Conclusion 12

A un débit d'injection donné correspond **un taux de récupération maximal**, lequel n'est atteignable qu'avec un aquifère **d'épaisseur optimale**. Ce taux de récupération est donné par la figure 4.35 et est approché par les abaques présentés au §4.2.2 (figures 4.10 et 4.11) en utilisant dans le nombre de Péclet une conduction thermique apparente calculée par la vitesse du flux hydraulique à la position du front thermique lorsque la moitié du volume est injectée.

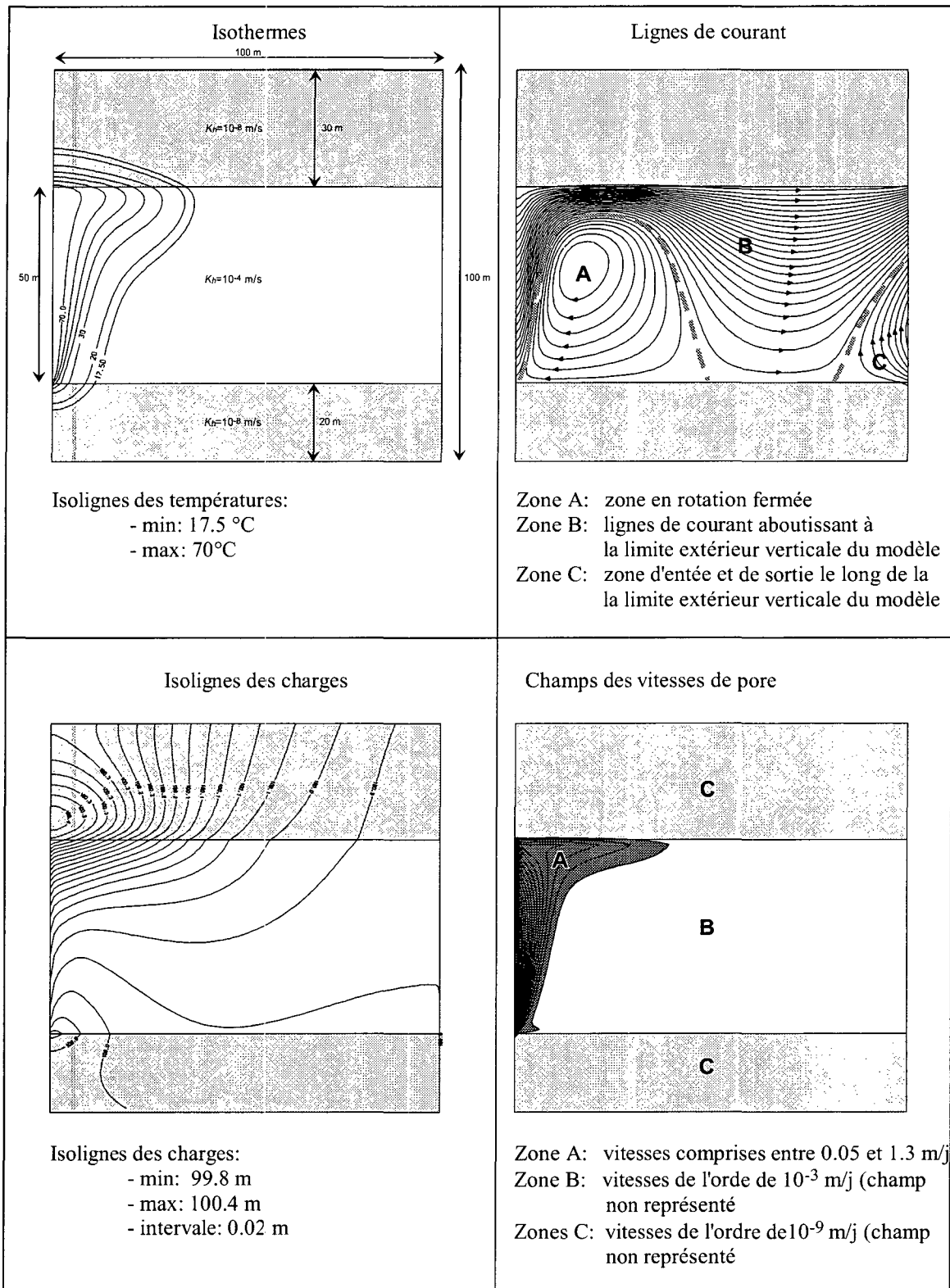


Figure 4.25: Isolignes de température et de charge, lignes de courant et champs de vitesse de pore d'un cas avec apparition de cellules de convection marquées. Couple $h=50\text{m}$, $Q_{in}=100\text{m}^3/\text{j}$ ($\eta=8.65\%$ au deuxième cycle). Situation à la fin du deuxième cycle de charge.

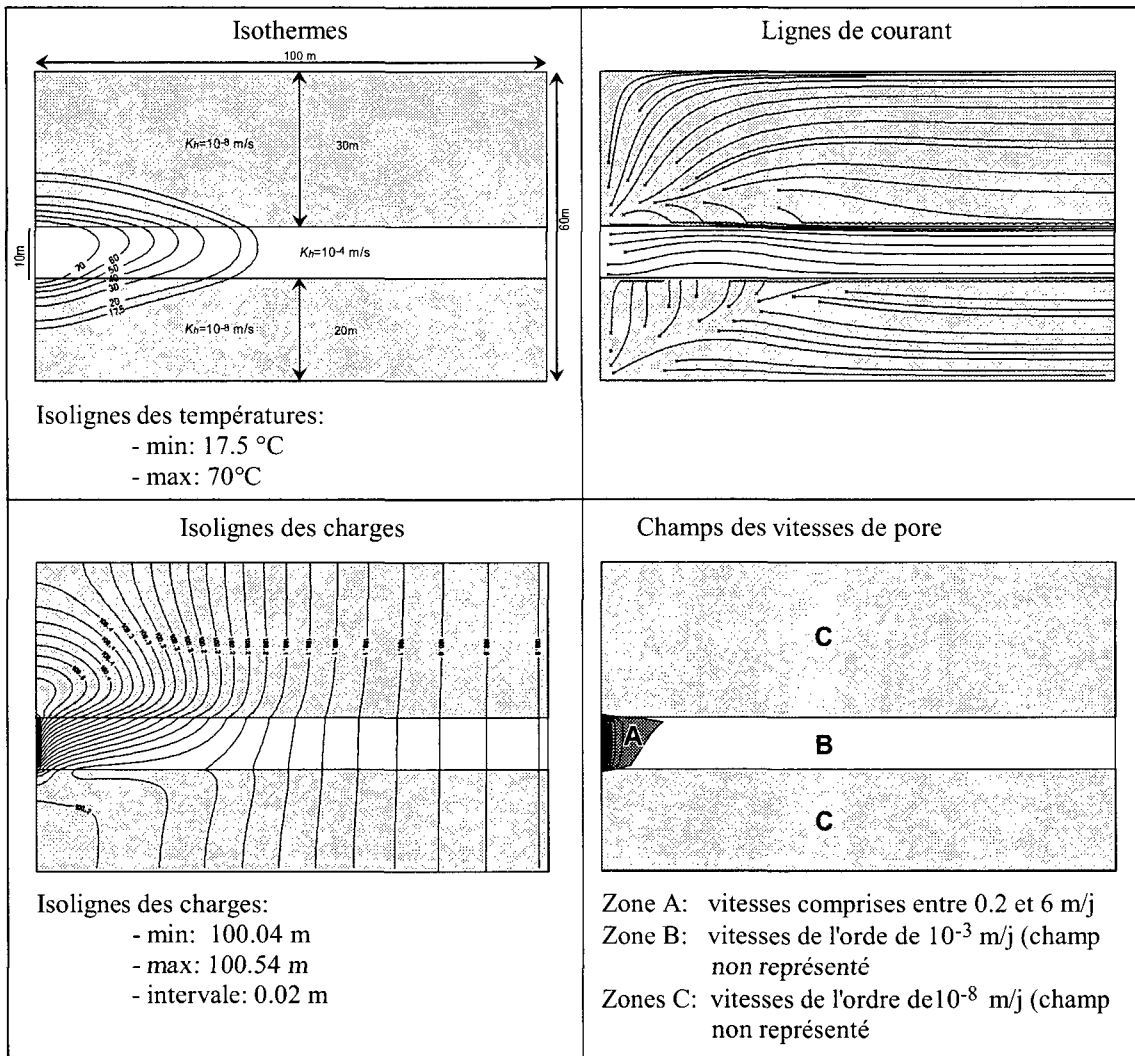


Figure 4.26: Isolignes de température et de charge, lignes de courant et champs de vitesse de pore d'un cas à épaisseur d'aquifère optimale: couple $h=10\text{m}$, $Q_m=100\text{m}^3/\text{j}$ ($\eta=29.10\%$ au deuxième cycle). Situation à la fin du deuxième cycle de charge.

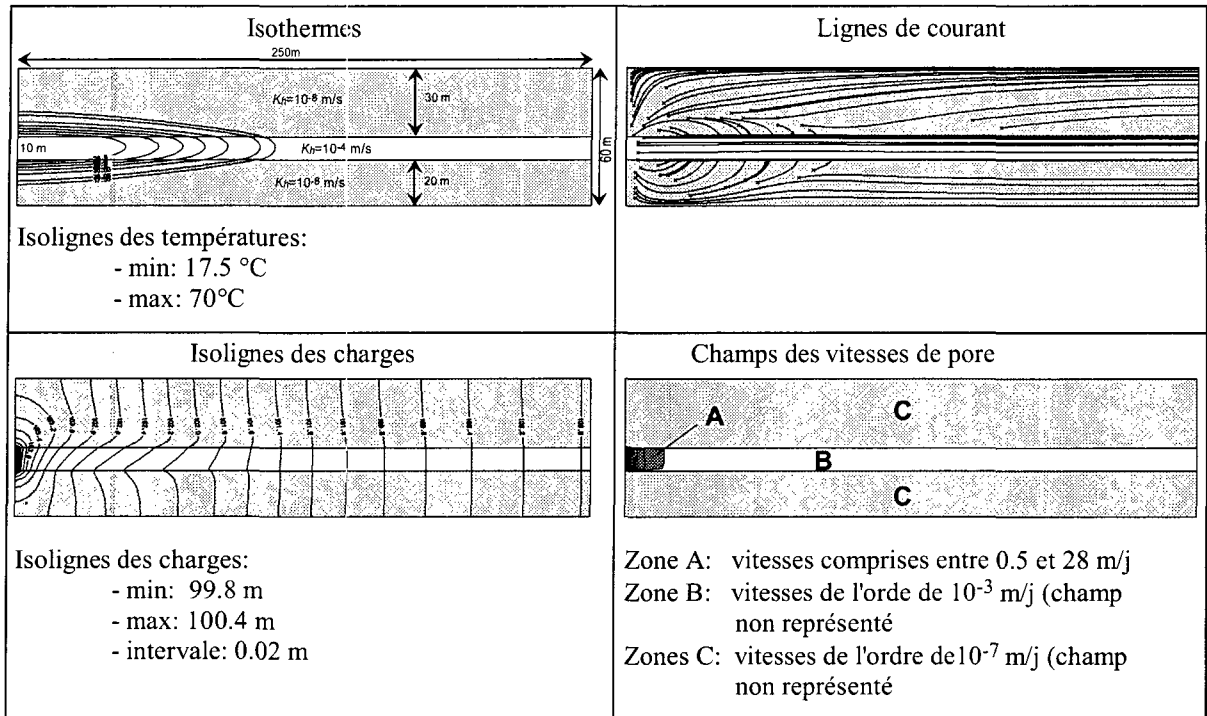


Figure 4.27: Isolignes de température et de charge, lignes de courant et champs de vitesse de pore d'un cas à épaisseur d'aquifère trop réduite (pertes conductives par les épointes): couple $h=10\text{m}$, $Q_{in}=1000\text{m}^3/\text{j}$ ($\eta=40.09\%$ au deuxième cycle). Situation à la fin du deuxième cycle de charge.

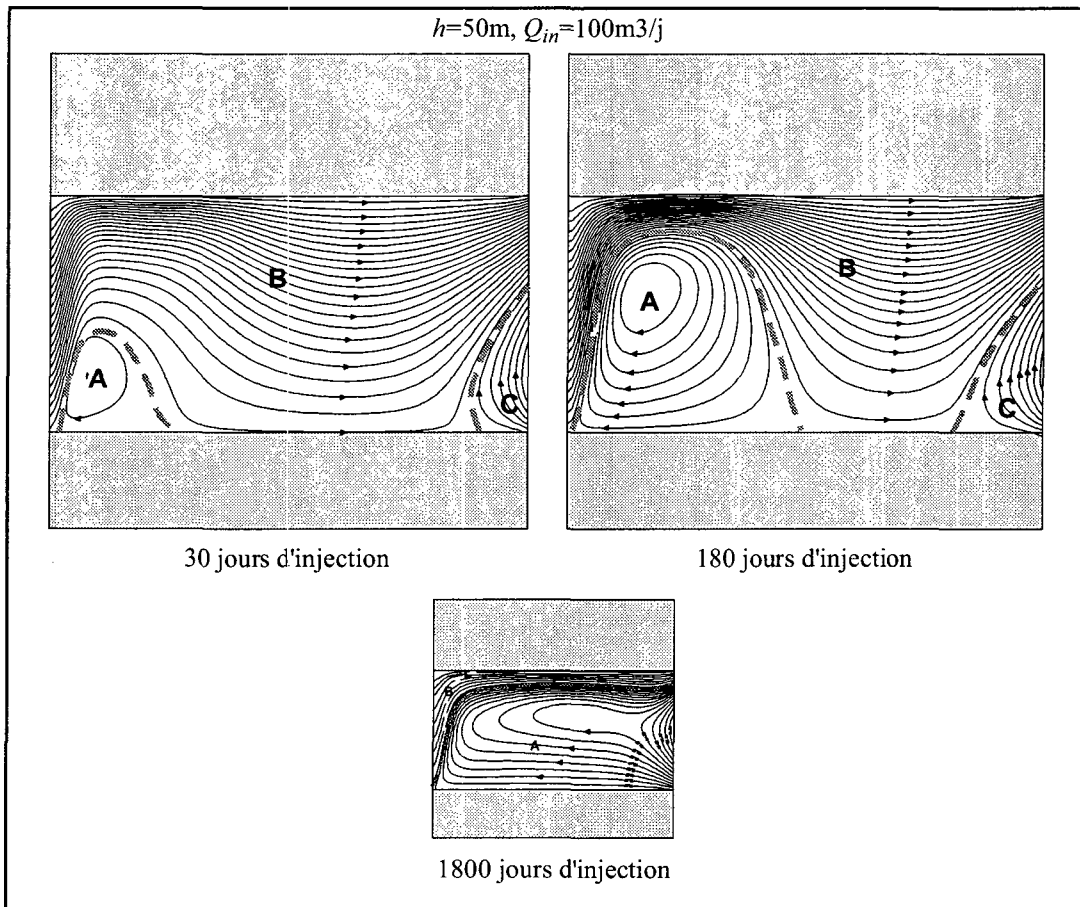


Figure 4.28: Exemple d'évolution de la taille des cellules de convection naturelle avec le temps d'injection. Cas $h=50\text{m}$, $Q_{in}=100\text{m}^3/\text{j}$.

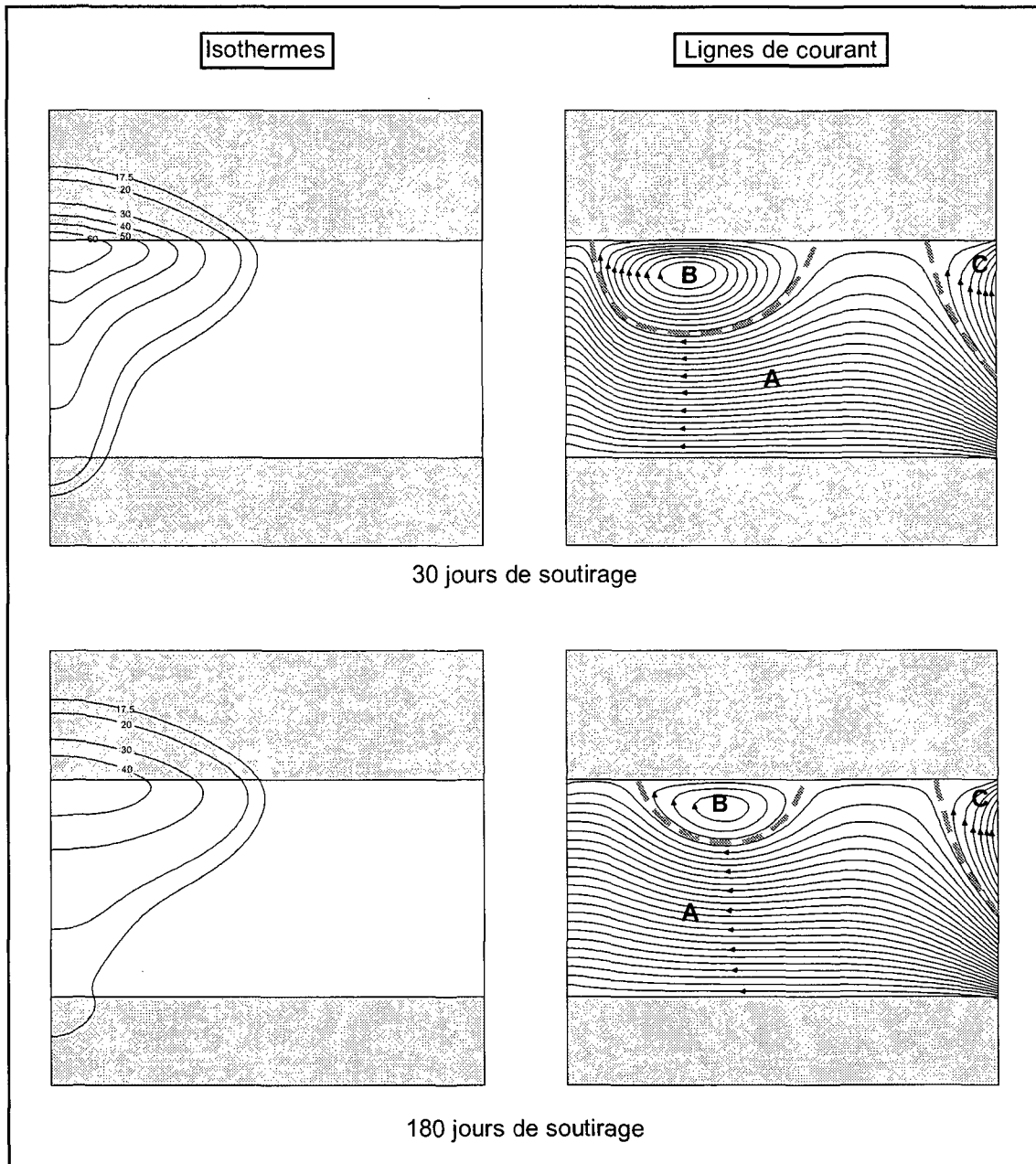


Figure 4.29: Formation et évolution des cellules de convection naturelle en phase de décharge. Cas ' $h=50\text{m}$, $Q=100\text{m}^3/\text{j}$ '.

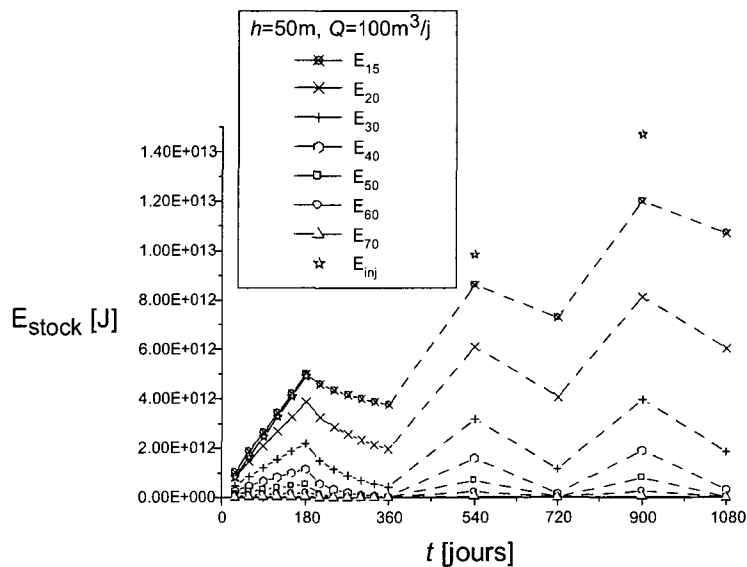


Figure 4.30: Evolution de l'énergie stockée durant 3 cycles de charge-décharge. Couple $h=50\text{m}$, $Q=100\text{m}^3/\text{j}$. La notation ' E_T ' correspond à l'énergie contenue dans le volume du stock dont la température est supérieure à T .

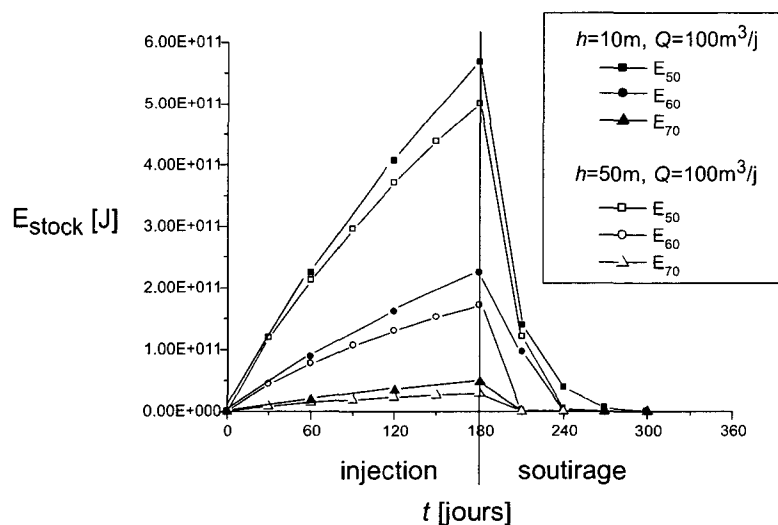


Figure 4.31: Evolution de l'énergie stockée durant 1 cycle de charge-décharge. Comparaison des couples ' $h=50\text{m}$, $Q=100\text{m}^3/\text{j}$ ' (avec cellules de convection naturelle) et ' $h=10\text{m}$, $Q=100\text{m}^3/\text{j}$ ' (sans cellules de convection naturelle). L'énergie totale injectée est identique dans les deux cas.

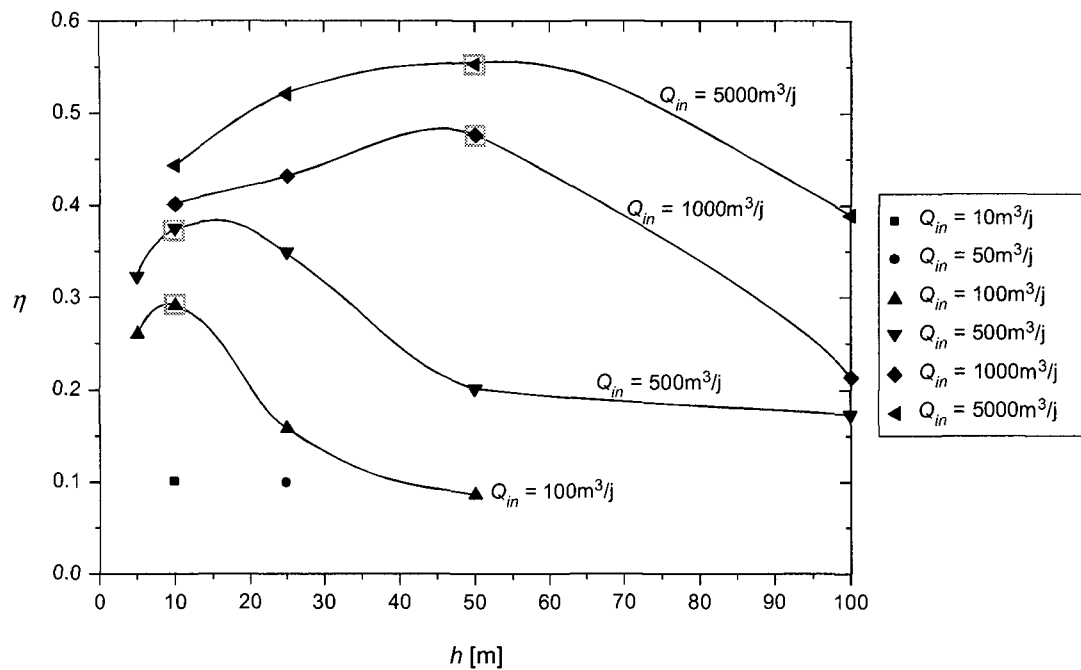


Figure 4.32: Taux de récupération η en fonction de l'épaisseur h de l'aquifère. 2^{ème} cycle de charge-décharge.

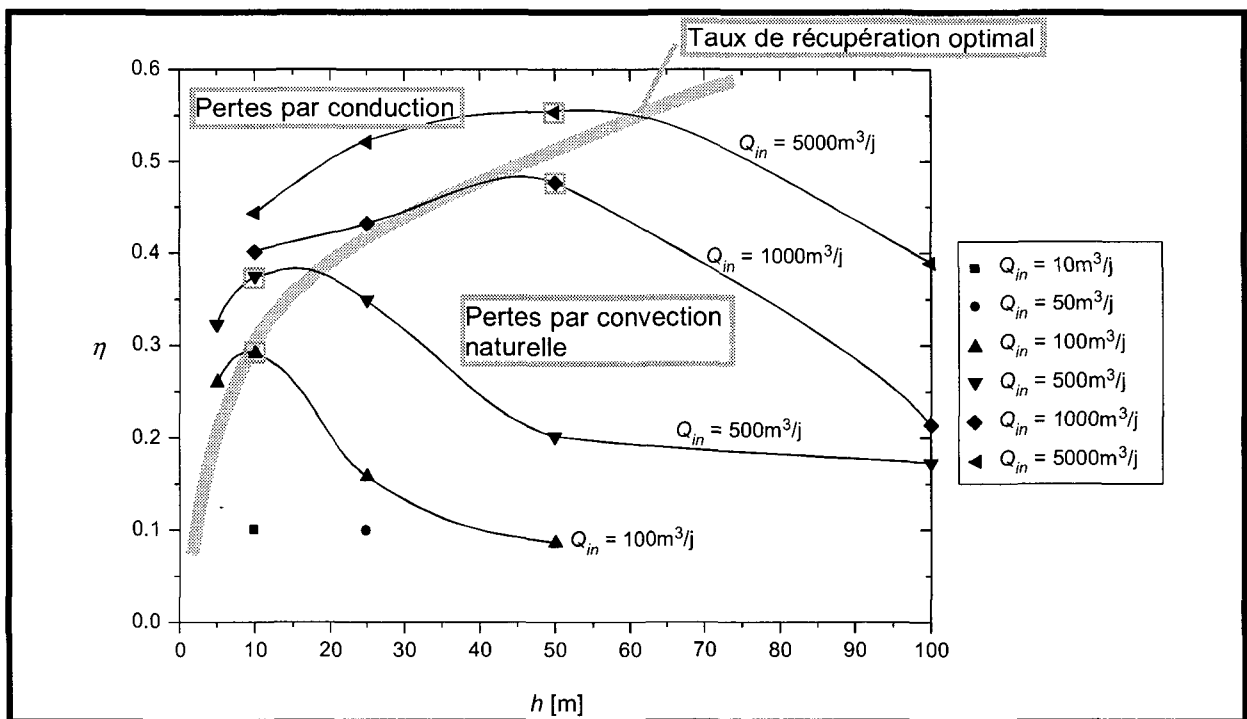


Figure 4.33: Taux de récupération η en fonction de l'épaisseur h de l'aquifère. 2^{ème} cycle de charge-décharge: interprétation des phénomènes et taux de récupération optimal.

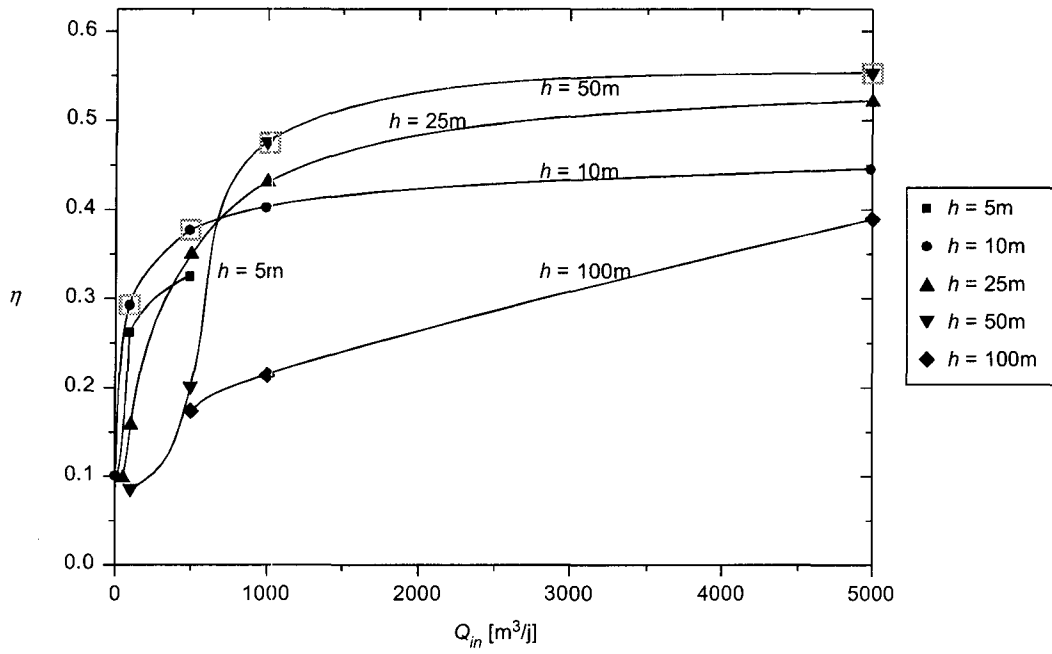


Figure 4.34: Taux de récupération η en fonction du débit d'injection Q_{in} . 2^{ème} cycle de charge-décharge.

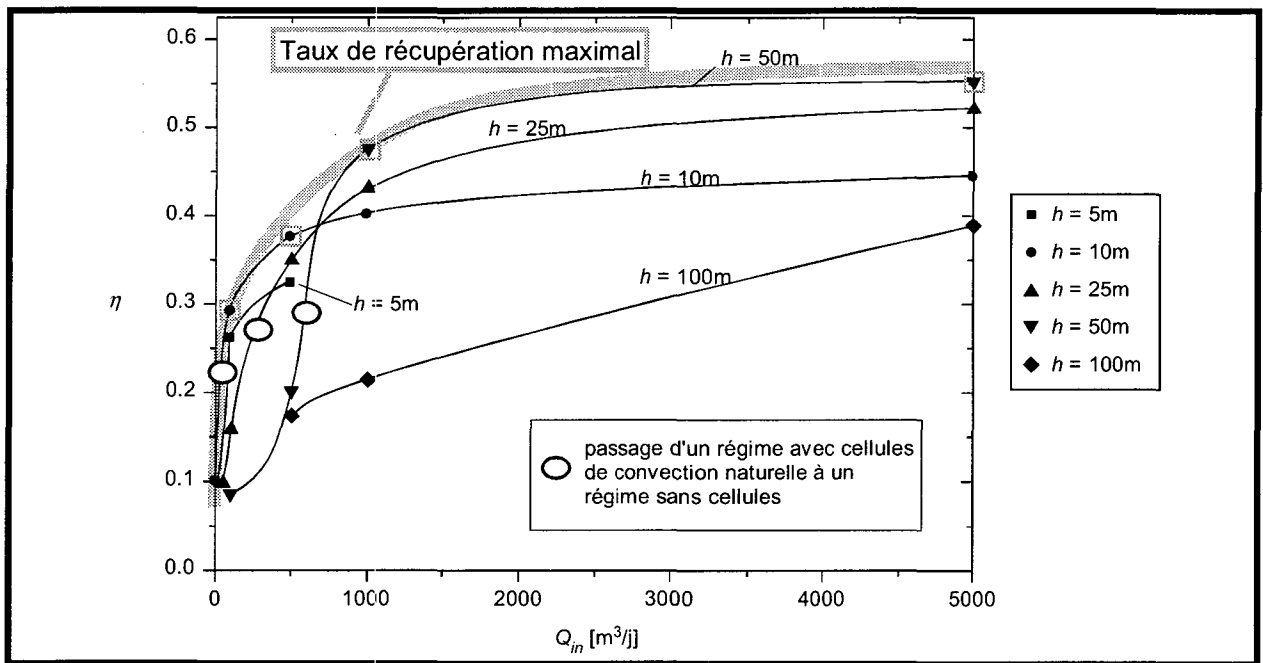


Figure 4.35: Taux de récupération η en fonction du débit d'injection Q_{in} . 2^{ème} cycle de charge-décharge: taux de récupération maximal.

4.4.3 Sensibilité aux températures d'injection T_{in}

4.4.3.1 *Cas étudiés*

Les trois cas étudiés sont présentés au tableau 4.14. Ils sont basés sur des problèmes tirés de la grille " $h-Q_m$ ".

	$Q_m=10 \text{ m}^3/\text{j}$	$Q_m=50 \text{ m}^3/\text{j}$	$Q_m=100 \text{ m}^3/\text{j}$	$Q_m=500 \text{ m}^3/\text{j}$	$Q_m=1000 \text{ m}^3/\text{j}$	$Q_m=5000 \text{ m}^3/\text{j}$
$h=5 \text{ m}$		x				
$h=10 \text{ m}$						
$h=25 \text{ m}$				x		
$h=50 \text{ m}$					x	
$h=100 \text{ m}$						

Tableau 4.14: Couples $h-Q$ utilisés pour l'étude de la sensibilité aux températures d'injection. Les cases grises représentent les cas utilisés pour la grille de référence (§ 4.4.2).

- On a choisit le couple ' $h=25\text{m}, Q=500\text{m}^3/\text{j}$ ' en raison de son taux de récupération intéressant (34.96% au 2^{ème} cycle) et de la situation "limite" qu'il représente du point de vue de la convection naturelle: les cellules existent (figure 4.22), mais ne semblent cependant pas trop nuire au stock, puisque que le cas avec le même débit d'injection mais une épaisseur d'aquifère h de 10m, bloquant clairement ce phénomène, ne présente un taux de récupération que faiblement supérieur (37.53%).
- Le couple ' $h=50\text{m}, Q=1000\text{m}^3/\text{j}$ ' présente un cas de bon taux de récupération (47.62%), sans apparition de cellules de convection naturelle.
- Le dernier couple ($h=5\text{m}, Q=50\text{m}^3/\text{j}$) a un taux de taux de récupération un peu faible (22.7%) que l'on peut tenter d'améliorer en augmentant la température d'injection.

Les gammes de températures choisies sont:

- Pour le cas $h=25\text{m}, Q_m = 500\text{m}^3/\text{j}$: 40°C, 60°C, **80°C**, 100°C
- Pour le cas $h=50\text{m}, Q_m = 1000\text{m}^3/\text{j}$: 60°C, **80°C**, 100°C, 120°C¹
- Pour le cas $h=5\text{m}, Q_m = 50\text{m}^3/\text{j}$: **80°C**, 100°C, 120°C¹

Les cas avec de fortes cellules de convection naturelle n'ont pas été étudiés: seule une diminution sensible de la température d'injection pourrait éliminer ce phénomène, or on se trouverait alors trop proche de la température limite d'injection (T_{lim}), fixée à 30°C (§4.1.2.3). On a ainsi préféré le cas ' $h=5\text{m}, Q=50\text{m}^3/\text{j}$ ' au cas ' $h=10\text{m}, Q=50\text{m}^3/\text{j}$ '.

4.4.3.2 *Résultats fournis par la résolution numérique des problèmes*

Le tableau 4.15 fournit les taux de récupération au deuxième cycle pour les différentes températures d'injection. La figure 4.36 représente ces taux en fonction des températures injectées pour les trois cas. On a également recalculé ces taux de récupération pour une température limite T_{lim} de 15°C, afin d'illustrer le problème qu'elle pose pour des stocks à faible température. Les figures 4.37, 4.38 et 4.39 montrent les coupes isothermes des trois cas en fin de charge du deuxième cycle.

T_{in}	$Q_m=50 \text{ m}^3/\text{j}$			$Q_m=500 \text{ m}^3/\text{j}$				$Q_m=1000 \text{ m}^3/\text{j}$			
	80°C	100°C	120°C	40°C	60°C	80°C	100°C	60°C	80°C	100°C	120°C
$h=5 \text{ m}$	22.7%	27.3%	29.5%			(32.3%)					
$h=10 \text{ m}$	(22.7%)					(37.5%)			(40.1%)		
$h=25 \text{ m}$	(9.8%)			17.2%	30.8%	35.0%	33.6%		(43.1%)		
$h=50 \text{ m}$						(20.2%)		37.9%	(47.6%)	51.2%	52.3%
$h=100 \text{ m}$									(21.4%)		

Tableau 4.15 Taux de récupération η pour différentes températures d'injection. Résultats du second cycle. $T_{lim}=30^\circ\text{C}$. Les cases grisées représentent les cas de la grille de base.

¹ Note: A 120°C, la pression nécessaire pour maintenir de l'eau à l'état liquide est d'environ $1.35 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ (Atkins, 1999). Il suffit donc d'une hauteur d'eau de 3.5m au-dessus du stock.

4.4.3.3 Discussion des résultats

- Couple $h=50m, Q_{in} = 1000m^3/j$

Pour le cas $h=50m, Q_{in}=1000m^3/j$, l'élévation de la température jusqu'à $120^\circ C$ n'a que peu d'effet sur la forme du stock (figure 4.39), l'augmentation des gradients de température n'étant pas suffisante pour engendrer la formation de cellules de convection naturelle. Ce bon comportement induit une augmentation des performances du stock avec la température pour $T_{lim} = 30^\circ C$ (figure 4.36). On atteint un taux de récupération de 52.34% au deuxième cycle avec une injection de $120^\circ C$. Cette augmentation des performances était attendue au vu des résultats obtenus avec les modèles simples: l'accroissement de la température d'injection T_{in} correspond à une diminution de la valeur T_{lim}^* (figures 4.12 et 4.13, équation 4.13).

Toutefois, l'élévation de la température d'injection crée des gradients de température plus importants au sein du stock, le débit d'injection restant identique (figure 4.39). La diminution de la température au puits en phase de décharge est ainsi sensiblement plus rapide (figure 4.40). La part d'énergie déstockée en fonction de l'énergie totale injectée est alors plus faible. On observe ce phénomène sur la figure 4.36: le taux de récupération calculé avec la température limite $T_{lim} = 15^\circ C$ est légèrement décroissant avec la température d'injection. L'augmentation du nombre de cycle impliquant un accroissement de l'énergie totale dans le domaine (la phase de décharge ne soutire pas l'entier de l'énergie injectée, cf. §4.4.2.4, 'état du stock durant la charge et la décharge'), donc une diminution des gradients de température (dans les zones externes du stock pour le moins), on pourrait s'attendre à ce que ce phénomène diminue -ou même s'inverse- avec le nombre de cycles. Ce n'est pas le cas, le taux de récupération avec $T_{lim}=15^\circ C$ est toujours décroissant après 6 cycles de charge-décharge (figure 4.36). Il faudrait probablement un débit de soutirage plus faible pour qu'un tel phénomène se produise.

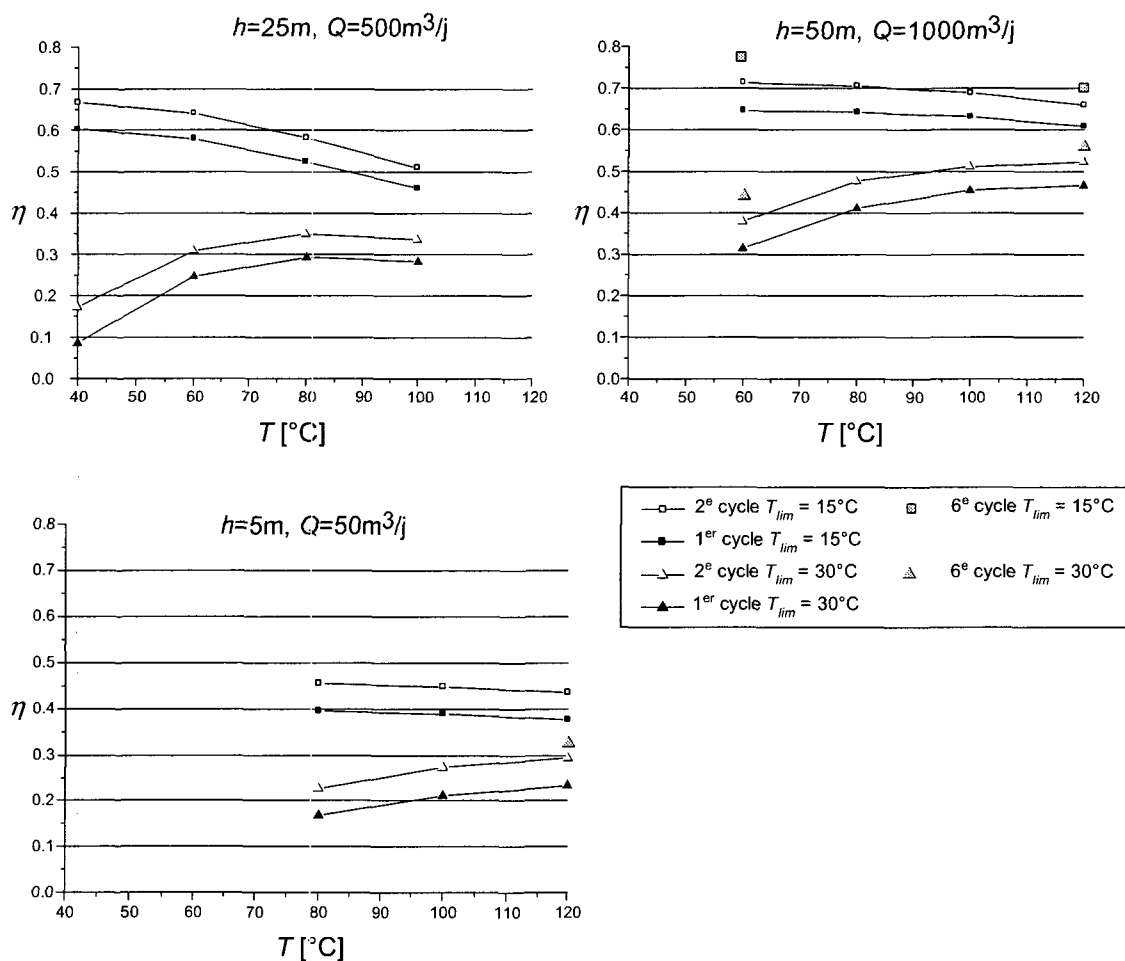


Figure 4.36: Taux de récupération en fonction des températures d'injection, cas $h=25m - Q_{in} = 500m^3/j$, $h=50m - Q_{in}=1000m^3/j$ et $h=5m - Q_{in} = 50m^3/j$

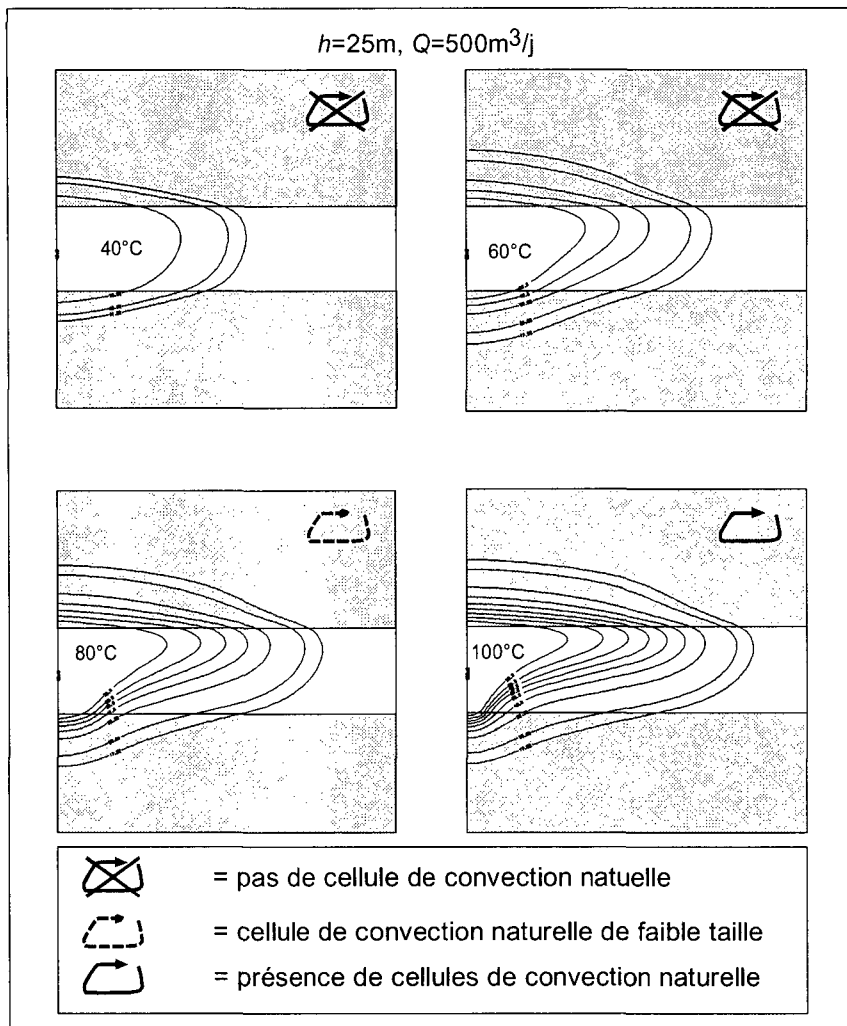


Figure 4.37: Coupes isothermes en fin de charge du deuxième cycle. Couple $h=25\text{m}, Q=500\text{m}^3/\text{j}$.

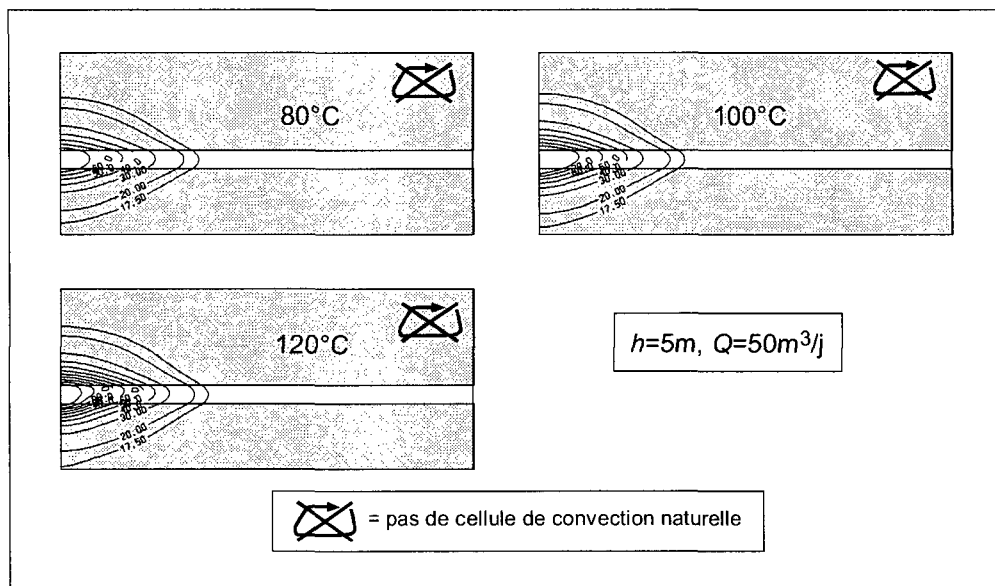


Figure 4.38: Coupes isothermes en fin de charge du deuxième cycle. Couple $h=5\text{m}, Q=50\text{m}^3/\text{j}$

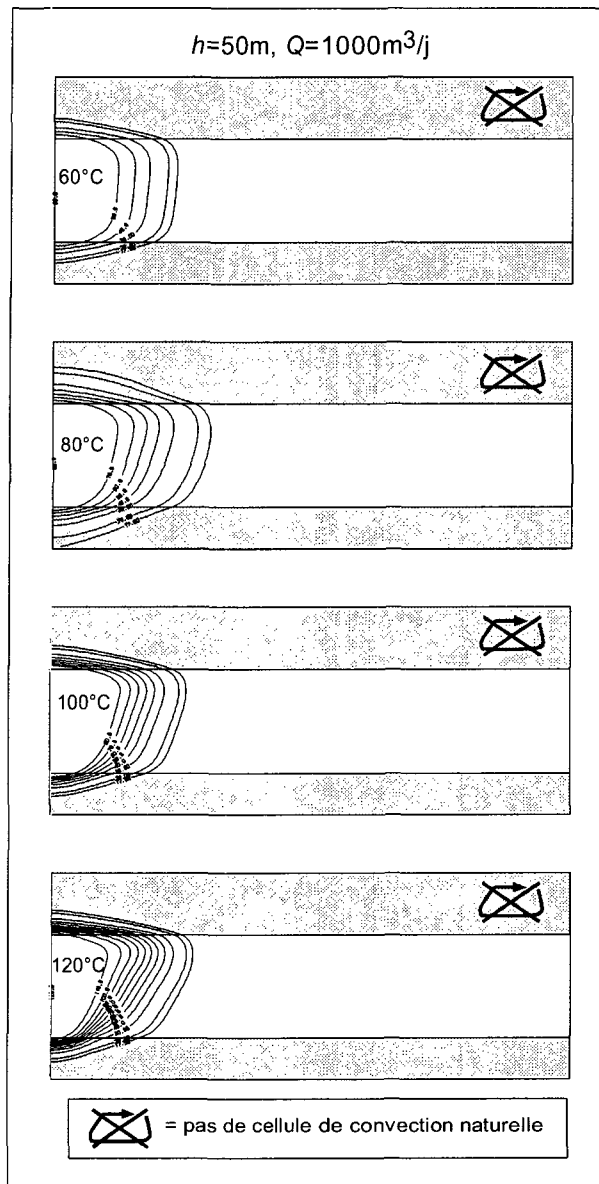


Figure 4.39: Coupes isothermes en fin de charge du deuxième cycle. Couple $h=50\text{m}$, $Q=1000\text{m}^3/\text{j}$.

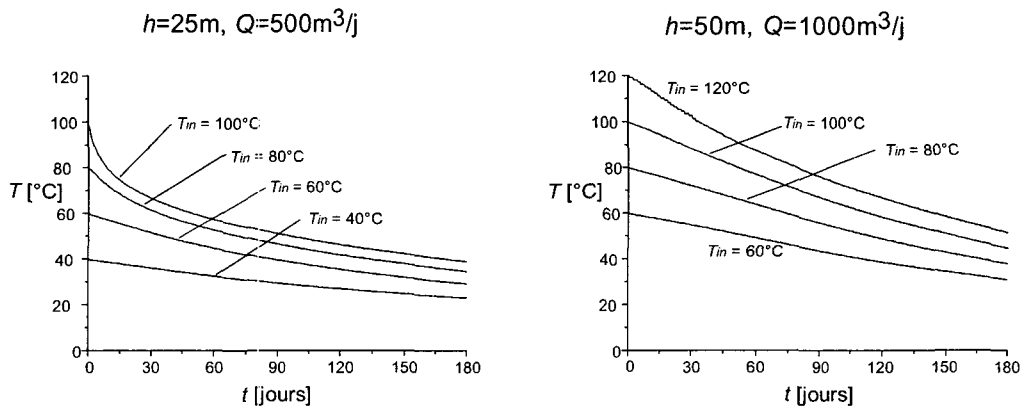


Figure 4.40: Température au puits en phase de soutirage. 1^{er} cycle.

- Couple $h=25m, Q_{in} = 500m^3/j$

Ce cas qui présente de faibles cellules de convection à 80°C, voit son taux de récupération diminuer avec des températures supérieures: les cellules se forment alors en effet de façon marquée (figure 4.37). Dès lors, la diminution de température au puits en phase de décharge est plus nette que pour le cas précédent (figure 4.40) et l'abaissement du taux de récupération avec $T_{lim}=15^\circ C$ à température d'injection croissante est également plus marqué (figure 4.36).

On peut ainsi supposer que pour des températures encore supérieures, ce cas verrait également son taux de récupération diminuer par la formation de cellules de convection naturelle. Le comportement des courbes avec $T_{lim}=30^\circ C$ (figure 4.36) le laisse d'ailleurs présager: l'accroissement diminue et, à 120°C, on semble près du plateau.

- Couple $h=5m, Q_{in} = 50m^3/j$

L'élévation de la température d'injection permet d'accroître considérablement le taux de récupération ($\eta = 29.5\%$ au deuxième cycle à 120°C, soit +30% par rapport au cas à 80°C). Le système reste en effet stable du point de vue de la convection naturelle (figure 4.38). De plus, comme il s'agit d'un stock à relativement faible débit d'injection, la succession de cycles de charge-décharge permet d'améliorer sensiblement ce résultat (34.6% au 6^{ème} cycle) (figure 4.36).

Taux de récupération en fonction de la température d'injection et de la température limite d'utilisation:

On a vu que le comportement du taux de récupération pour une certaine température d'injection varie en fonction de la température limite d'utilisation (figure 4.36): Il est croissant avec la température d'injection pour $T_{lim}=30^\circ C$ et décroissant lorsque $T_{lim}=15^\circ C$ (dans les cas sans cellules de convection naturelle). On a recalculé ces taux pour une gamme de T_{lim} comprises entre 15 et 30°C afin de déterminer la valeur à laquelle se produit ce changement de comportement. La figure 4.41 montre ces résultats pour les trois problèmes traités. En négligeant le problème $h=25m - Q=500m^3/j$ qui montre des cellules de convection naturelle dès 60°C, on peut estimer que ce changement se situe autour d'une valeur T_{lim} de 17 à 20°C environ dans les deux cas restant.

Comme on l'a déjà mentionné plus haut, ce résultat doit changer lorsque le débit de soutirage n'est plus égal à celui d'injection. Un débit de décharge plus faible doit faire diminuer encore cette valeur.

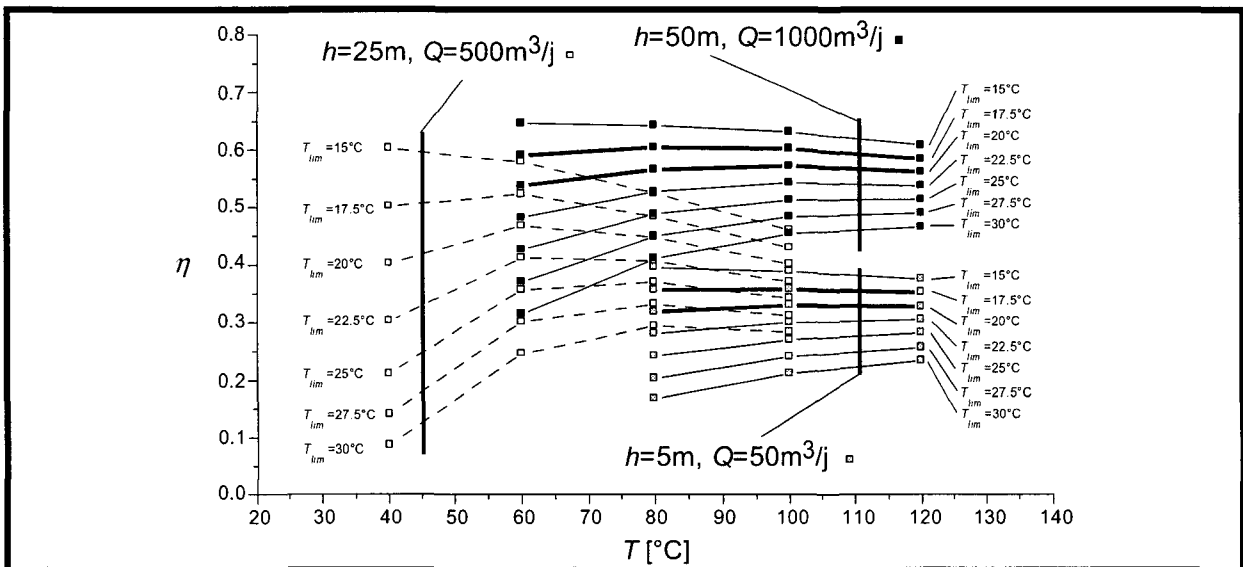


Figure 4.41: Taux de récupération en fonction de la température d'injection pour différentes températures limite d'utilisation.

Conclusions

Les résultats obtenus lors de cette série de problèmes portant sur la température d'injection amènent les conclusions suivantes:

→ Conclusion 13

L'accroissement de la température d'injection diminue les taux de récupération des stocks possédant des cellules de convection naturelle, car une température d'injection minimale est fixée. Elle favorise les taux de récupération des stocks sans cellules de convection naturelle pour autant que cela n'en crée pas et que la température limite de récupération soit suffisamment élevée (!). Avec les conditions d'exploitation utilisées, celle-ci doit être supérieure à 17-20°C environ. Plus cette température limite d'utilisation est élevée, plus l'augmentation de la température d'injection sera bénéfique pour le taux de récupération.

→ Conclusion 14

La température d'injection se comporte sur le stock de la même manière que l'épaisseur de l'aquifère pour un débit de charge donné: il y a une température optimale pour un couple $h-Q_{in}$ donné. Une température trop faible diminue le taux de récupération, tandis qu'une température trop élevée installe des cellules de convection naturelle.

→ Conclusion 15

Il semble inutile de tenter de "récupérer" les petits systèmes –en terme de débit d'injection- en jouant sur la température: le gain dû à une diminution serait trop faible pour les systèmes subissant la convection naturelle, tandis qu'un accroissement de la température à 120°C, s'il permet une amélioration sensible, n'atteint un taux de récupération que de 35% environ (6^{ème} cycle).

4.4.4 Sensibilité aux conductivités K_h et aux contrastes de conductivité κ

4.4.4.1 Cas étudiés et résultats

On traite en même temps l'étude de l'influence de la conductivité hydraulique horizontale K_h et celle du contraste de conductivité κ (§ 4.1.1.1 et 4.1.1.2) afin d'effectuer une approche globale de ces paramètres liés.

En raison de l'influence de ceux-ci sur l'apparition de cellules de convection naturelle, une grande quantité de couples ' $h-Q$ ' du §4.4.2 (où l'on avait utilisé $K_h=10^{-4}$ m/s et $\kappa=1$) ont été repris. Toutefois, de nombreuses simulations ont été évitées lorsque l'on pouvait clairement s'attendre à un résultat mauvais en terme de taux de récupération. Par exemple, le couple ' $h=50m - Q=100m^3/j$ ', fournissant un taux de récupération de 8.7% au deuxième cycle et avec $K_h=10^{-6}$ m/s et $\kappa=1$ (tableau 4.12 ou 4.16) n'a pas été reconduit avec des conductivités plus grandes: étant déjà soumis au régime de cellules de convection naturelle, on ne peut que s'attendre à un accroissement de ce phénomène et à une diminution du taux de récupération. Par contre, une conductivité de $5 \cdot 10^{-4}$ m/s avec un contraste κ de 0.1 a été testée sur ce couple, afin de déterminer si ce dernier paramètre possède une influence sur la convection naturelle.

Le tableau 4.16 montre les couples choisis et les taux de récupération obtenus au deuxième cycle pour les problèmes avec un contraste de conductivité hydraulique $\kappa=1$.

La figure 4.44 fournit les coupes isothermes en fin de deuxième cycle de charge de ces mêmes problèmes. Le tableau 4.17 et la figure 4.45 montrent ces résultats pour $\kappa=0.1$.

K_h [m/s]	$\kappa=1$																
	$Q_{in} = 100m^3/j$					$Q_{in} = 500m^3/j$					$Q_{in} = 1000m^3/j$						
	10^{-3}	$5 \cdot 10^{-4}$	10^{-4}	$5 \cdot 10^{-5}$	10^{-5}	10^{-3}	$5 \cdot 10^{-4}$	10^{-4}	$5 \cdot 10^{-5}$	10^{-5}	10^{-3}	$5 \cdot 10^{-4}$	10^{-4}	$5 \cdot 10^{-5}$	10^{-5}		
$h=5m$	26.0%					31.7% 32.3%											
$h=10m$	12.6%	17.6%	29.1%	30.1%	31.2%	13%	33.7%	37.5%	37.8%	37.9%	34.1%	38.5%	40.1%				
$h=25m$						15.8%	24.6%	34.7%	5.7%	13.3%	35.0%	40.9%	44.0%	14.7%	23.6%	43.1%	46.0%
$h=50m$						8.7%	17.5%	33.4%	1.1%	2.7%	20.2%	32.5%	43.9%				
$h=100m$											17.3%	42.0%					
													21.4%	35.5%	46.1%		

Tableau 4.16: Couples choisis et résultats au deuxième cycle des variantes portant sur la conductivité hydraulique horizontale. $\kappa=1$. Les couples appartenant aux simulations de références apparaissent en grisé ($K_h=10^{-4}$ m/s). Pour chaque débit et chaque conductivité donnés, le taux de récupération le plus favorable en fonction de h est encadré lorsque cela est possible.

K_h [m/s]	$\kappa=0.1$														
	$Q_{in}=100\text{m}^3/\text{j}$					$Q_{in}=500\text{m}^3/\text{j}$					$Q_{in}=1000\text{m}^3/\text{j}$				
	10^{-3}	$5 \cdot 10^{-4}$	10^{-4}	$5 \cdot 10^{-5}$	10^{-5}	10^{-3}	$5 \cdot 10^{-4}$	10^{-4}	$5 \cdot 10^{-5}$	10^{-5}	10^{-3}	$5 \cdot 10^{-4}$	10^{-4}	$5 \cdot 10^{-5}$	10^{-5}
$h=5\text{m}$	12.3%	25.0%	26.1%	27.0%		22.5%	32.2%	33.0%	34.0%						
$h=10\text{m}$		21.0%	30.3%	30.7%		26.3%	35.4%	37.5%	37.6%		37.5%	39.4%			
$h=25\text{m}$		7.8%	30.1%	33.7%	35.2%	8.7%	19.1%	41.3%	43.1%	44.1%	19.6%	30.7%	45.9%	47.5%	
$h=50\text{m}$			29.0%	33.5%				40.1%	42.1%				48.1%	48.3%	
$h=100\text{m}$													44.6%	46.0%	

Tableau 4.17: : Couples choisis et résultats au deuxième cycle des variantes portant sur la conductivité horizontale et le contraste de conductivité ($\kappa=0.1$). Pour chaque débit et chaque conductivité donnés, le taux de récupération le plus favorable en fonction de h est encadré lorsque cela est possible.

4.4.4.2 *Discussion des résultats*

La discussion est tout d'abord organisée de la façon suivante: on se base sur les problèmes de la grille de base - donc avec une valeur K_h de 10-4 m/s et une valeur κ de 1- que l'on sépare entre cas "avec cellules de convection naturelle" et cas "sans cellules de convection naturelle". On décrit alors l'effet de la diminution des paramètres K_h et κ sur le taux de récupération de ces problèmes. Les figures 4.44 et 4.45 contiennent des symboles qui indiquent si les problèmes sont soumis aux cellules de convection naturelle ou non, ainsi que les taux de récupération indiqués dans les tableaux 4.16 et 4.17.¹

Influence des paramètres d'aquifère K_h et κ sur les taux de restitution

→ *Diminution de K_h et κ dans les problèmes sans cellules de convection naturelle*

Le passage à des conductivités plus faibles améliore quelque peu les performances de ces stocks, sans toutefois que ce résultat soit spectaculaire. Par exemple, le couple ' $h=10\text{m} - Q_{in}=100\text{m}^3/\text{j}$ ' avec $\kappa=1$ passe d'un taux de récupération au deuxième cycle de 29.1 à 31.2% lorsque la conductivité de l'aquifère change de 10^{-4} à 10^{-5} m/s. Cette augmentation est légèrement plus sensible lorsque $\kappa=0.1$.

La diminution du contraste de conductivité κ de 1 à 0.1 (avec K_h fixe) amène des améliorations encore moins marquées. Ainsi le même couple ' $h=10\text{m} - Q_{in}=100\text{m}^3/\text{j}$ ' passe d'un taux de récupération de 29.1 à 30.3%.

→ *Diminution de K_h et κ dans les problèmes avec cellules de convection naturelle*

Ces problèmes peuvent voir leurs taux de récupération considérablement améliorés par la diminution de K_h et/ou κ lorsque celle-ci entraîne la suppression des cellules de convection naturelle. Ainsi, le couple ' $h=25\text{m} - Q_{in}=100\text{m}^3/\text{j}$ ' avec $\kappa=1$ passe d'un taux de récupération au deuxième cycle de 15.8 à 34.7.2% lorsque la conductivité de l'aquifère change de 10^{-4} à 10^{-5} m/s. Le passage à un contraste de conductivité $\kappa=0.1$ produit le même effet et le taux est alors de 30.1%. Pour ce couple, une conductivité intermédiaire de $5 \cdot 10^{-5}$ m/s ne stoppe entièrement les cellules de convection naturelle que lorsque $\kappa=0.1$ (dans ce cas, le taux de récupération au deuxième cycle est de 33.7%; avec $\kappa=1$ il est de 24.6%).

Épaisseur optimale

Il existe toujours une épaisseur optimale pour un débit d'injection donné (cf. §4.4.2.4) lorsque l'on diminue les valeurs des paramètres K_h et/ou κ . Toutefois, cet optimum est moins marqué que dans les problèmes de la grille de base, car les phénomènes de convection naturelles sont bloqués pour une plus large gamme d'épaisseur. On peut en effet obtenir des stocks sans cellules de convection naturelles avec des épaisseurs importantes (par exemple ' $h=100\text{m}, Q=1000\text{m}^3/\text{j}$ ', avec $K_h=5 \cdot 10^{-5}$ m/s et $\kappa=0.1$, figure 4.45). Ces stocks allongés verticalement, s'ils restent moins performants que les stocks de forme plus compacte, possèdent des taux de récupération plus élevés que les stocks à faible épaisseur d'aquifère, allongés horizontalement, car les pertes par conduction dans les épontes se produisent par une surface plus réduite. Ce phénomène est particulièrement bien observable dans la colonne ' $Q=500\text{m}^3/\text{j}, K_h=5 \cdot 10^{-5}$ m/s' de la figure 4.45.

¹ **Note:** Les figures 4.44 et 4.45 ne représentent pas les problèmes pour $K_h=10^{-3}$ m/s. Avec cette conductivité, seul le couple ' $h=10\text{m} - Q=1'000\text{m}^3/\text{j}$ ' ne présente pas de cellules de convection naturelle (valable pour $\kappa=0.1$ et 1).

La figure 4.42 montre le taux de récupération pour les paramètres $K_h = 5 \cdot 10^{-5} \text{ m/s}$ et $\kappa = 0.1$ en fonction de l'épaisseur h de l'aquifère, pour trois débits d'injection. En comparaison avec la figure 4.33 ($K_h = 10^{-4} \text{ m/s}$ et $\kappa = 1$) on observe que les optimums sont moins marqués. Il y a ainsi une zone, entre le taux de récupération optimal et la zone avec cellules de convection, où les pertes par conduction se font essentiellement dans l'aquifère et non par les épontes. A nouveau, on manque de cas pour préciser ces zones et la courbe du taux de récupération optimum

Pour les grandes valeurs de conductivité ($K_h = 10^{-3} \text{ m/s}$) cette tendance est inversée et l'épaisseur devient un facteur important pour contrôler l'apparition de cellules de convection naturelle, même lorsque $\kappa = 0.1$. En raison des faibles taux de récupération obtenus, peu de cas ont été étudiés.

On observe enfin que l'épaisseur optimale augmente lorsque K_h ou κ diminuent. Le stock peut en effet prendre une forme moins allongée horizontalement qui réduit les pertes conductives par les épontes.

Taux de restitution maximal

On peut définir un taux de restitution maximal pour un débit donné, en fonction des paramètres K_h et κ . Toutefois, lorsque ceux-ci sont petits, ce taux ne varie guère de celui fourni par la figure 4.35. En effet ce taux concerne exclusivement des problèmes sans cellules de convection naturelle et, comme on l'a vu ci-dessus, ces problèmes ne sont que faiblement favorisés par de petites valeurs de K_h et κ .

Ce taux est par contre fortement diminué lorsque $K_h = 10^{-3} \text{ m/s}$, pour les débits inférieurs à $500 \text{ m}^3/\text{j}$, seule une injection à $1'000 \text{ m}^3/\text{j}$ permettant de contrer les cellules de convection naturelle avec une épaisseur h de 10m.

Basculement du front thermique

La diminution de la conductivité hydraulique horizontale et du contraste de conductivité permet d'une part de diminuer le taux de basculement du front thermique et, dans le deuxième cas seulement, d'obtenir une limite de validité des solutions de Hellström et al. (1979) plus élevée (81° lorsque $\kappa = 0.1$, cf. annexe E). En conséquence, on peut utiliser la méthode de ces auteurs dans la plupart des problèmes sans cellules de convection naturelle avec $\kappa = 0.1$ et dans plusieurs cas à faible perméabilité, avec $\kappa = 1$. La figure 4.43 montre les résultats obtenus pour trois problèmes choisis résolu dans ce chapitre. La comparaison avec les figures 4.44 et 4.45 montre que les solutions obtenues avec le modèle couplé et avec le modèle de Hellström sont proches, ce dernier fournissant cependant des angles de basculement légèrement supérieurs. On ne présente pas ici les coupes isothermes à d'autres moments durant la phase d'injection ou de soutirage. Les résultats sont toutefois également comparables.

Conclusions

Les résultats obtenus lors de cette série de problèmes portant sur la conductivité hydraulique amènent les conclusions principales suivantes:

→ Conclusion 16

La diminution de la conductivité horizontale K_h dans la gamme de valeurs de 10^{-3} à 10^{-5} m/s , ou du contraste de conductivité κ de 1 à 0.1 augmente toujours le taux de récupération des problèmes. Toutefois, cette augmentation n'est appréciable que lorsqu'elle permet de supprimer des cellules de convection naturelle de cas qui y sont soumis, ce qui arrive dans plusieurs couples $h-Q$.

→ Conclusion 17

La diminution de la conductivité horizontale K_h ou du contraste de conductivité κ permet de disposer d'une gamme d'épaisseurs optimales plus large que dans les problèmes constituant la grille de base. L'augmentation de ces paramètres a l'effet contraire et l'épaisseur h devient un facteur critique pour contrôler l'apparition de cellules de convection naturelle

→ Conclusion 18

Les stocks sans cellules de convection naturelle allongés verticalement sont plus performants que ceux allongés horizontalement, en raison de la surface de contact réduite avec les épontes. La diminution de la conductivité horizontale K_h ou du contraste de conductivité κ accroît ainsi l'épaisseur optimale. Celle-ci correspond toutefois toujours à un stock de forme compacte.

→ Conclusion 19

Pour obtenir un taux de récupération au deuxième cycle de 30% au moins il faut:

- avec un débit de 100m³/j: une conductivité horizontale inférieure à 5·10⁻⁵ m/s ($\kappa=1$) ou 10⁻⁴ m/s ($\kappa=0.1$)
- avec un débit de 500m³/j: une conductivité horizontale inférieure à 5·10⁻⁴ m/s.
- avec un débit de 1'000m³/j: une conductivité horizontale de 10⁻³ m/s est suffisante.

Et pour obtenir un taux de récupération de 40% au moins il faut:

- avec un débit de 100m³/j: ce taux n'est pas atteignable
- avec un débit de 500m³/j: une conductivité horizontale inférieure à 5·10⁻⁵ m/s ($\kappa=1$) ou 10⁻⁴ m/s ($\kappa=0.1$)
- avec un débit de 1'000m³/j: une conductivité horizontale inférieure à 10⁻⁴ m/s ($\kappa=1$) ou 5·10⁻⁴ m/s ($\kappa=0.1$)

Note: un taux supérieur à 50% est atteint avec un débit de 5'000m³/J (grille de base: $K_h=10^{-4}$ m/s et $\kappa=1$) (§4.4.2) ou avec une injection à 100°C et 100m³/j (§4.4.3).

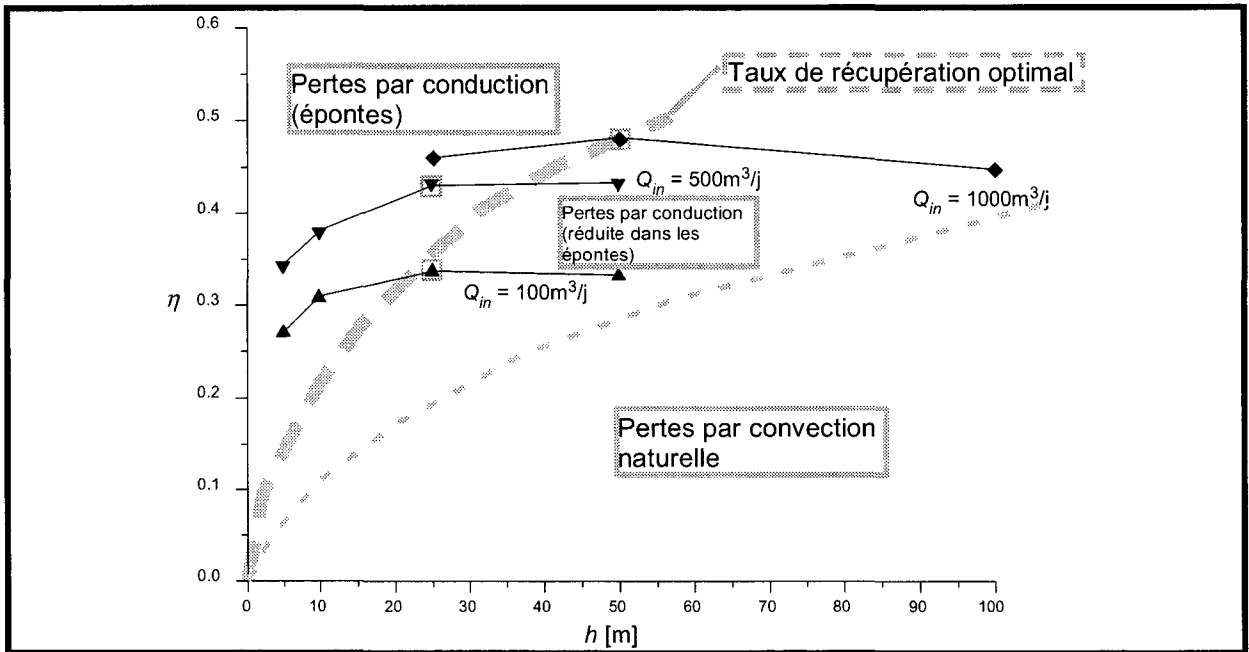


Figure 4.42: Taux de récupération η en fonction de l'épaisseur h de l'aquifère. 2^{ème} cycle de charge-décharge. $K_h=5 \cdot 10^{-5}$ m/s et $\kappa=0.1$

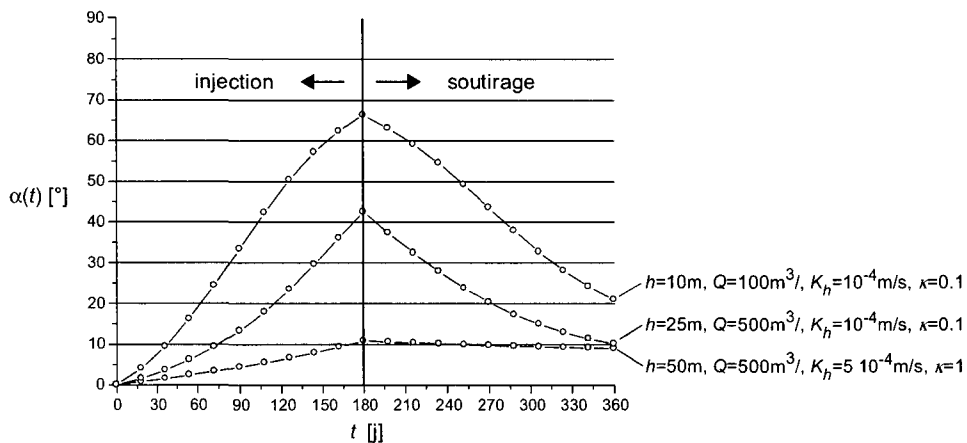


Figure 4.43: Angle de basculement du front thermique en fonction de la durée d'injection, calculé selon Hellström et al. (1979).

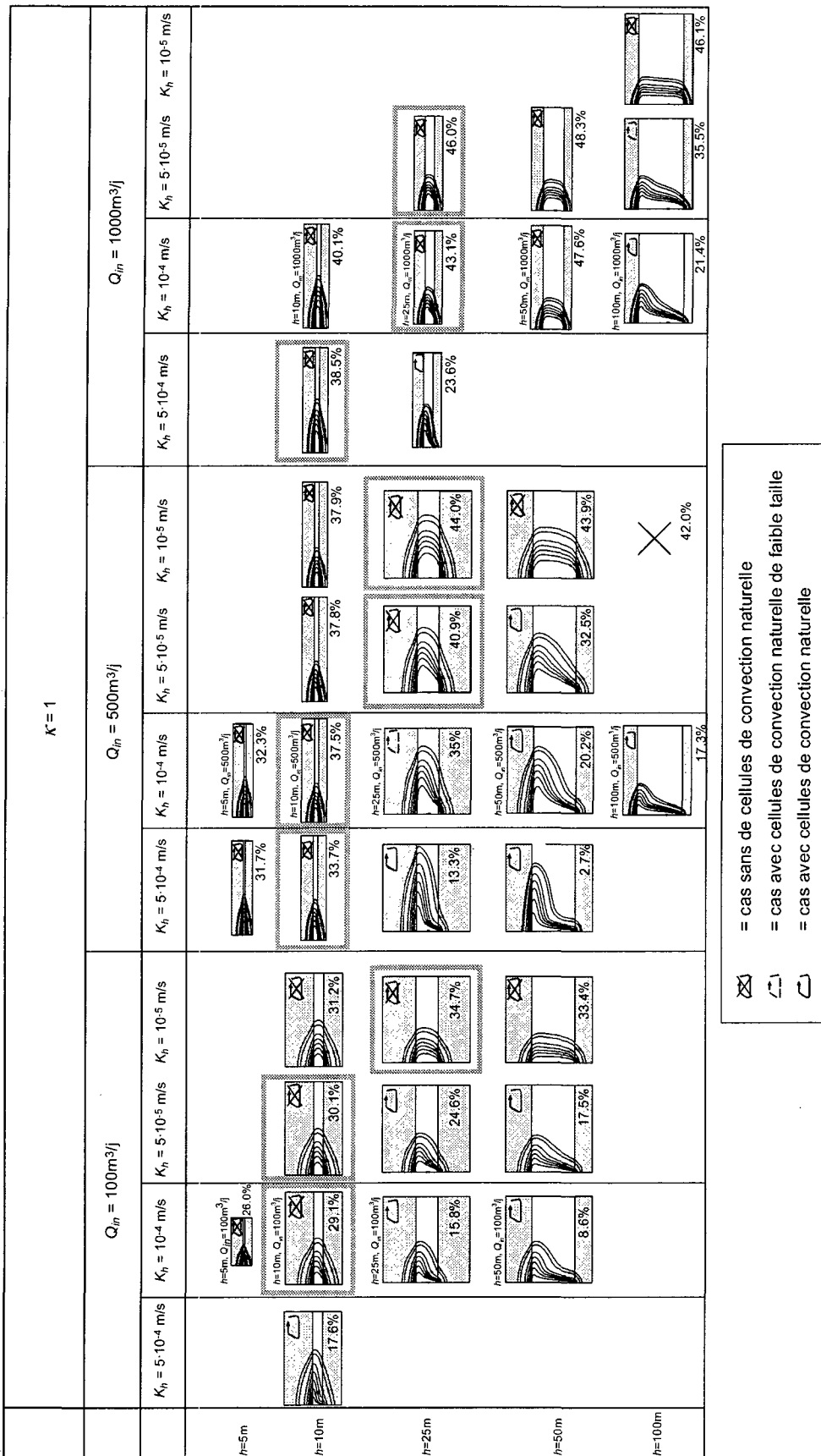


Figure 4.44: Coupes isothermes en fin de deuxième cycle de charge des variantes portant sur la conductivité horizontale. Les couples appartenant à la grille de base (§4.4.2) sont figurée sur fond gris. Certains couples dont les taux de récupération sont indiqués au tableau 4.16 ne sont pas présentés (X). Les cas avec $K_h=10^{-3} m/s$ ne sont pas représentés. Les isothermes sont: 70, 60, 50, 40, 30, 20 et 17.5°C.

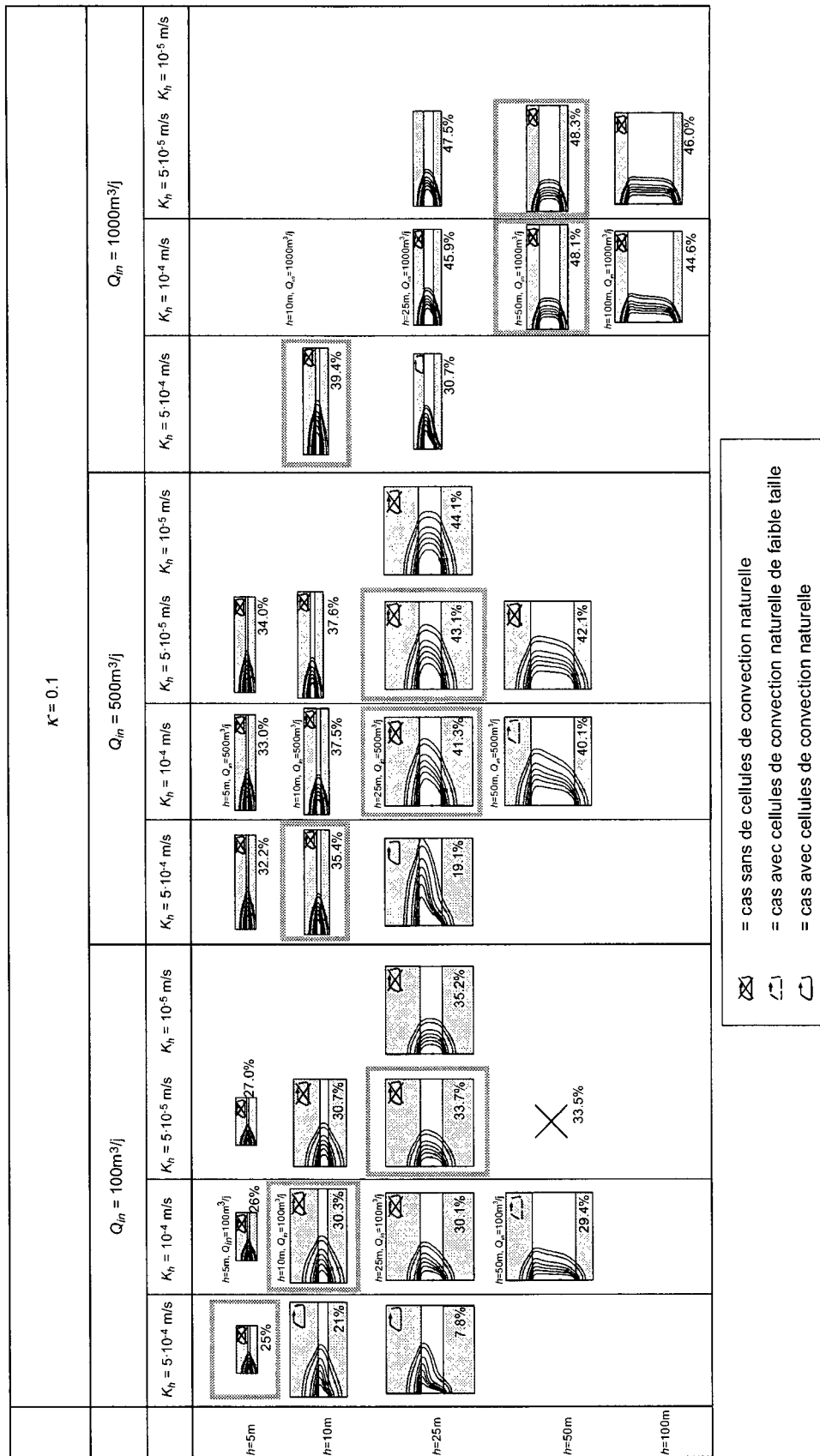


Figure 4.45: Coupes isothermes en fin de deuxième cycle de charge des variantes portant sur la conductivité horizontale et le contraste de conductivité ($\kappa=0.1$). Certains couples dont les taux de récupération sont indiqués au tableau 4.17 ne sont pas présentés (X). Les cas avec $K_h=10^{-3} \text{ m/s}$ ne sont pas représentés. Les isothermes sont: 70, 60, 50, 40, 30, 20 et 17.5°C.

4.4.5 Sensibilité aux fréquences d'injection (pulses quotidiens)

4.4.5.1 Cas étudiés et résultats

Un système de stockage de chaleur en aquifère dont la source d'énergie est solaire ne dispose pas d'une injection continue d'eau chaude, car elle est dépendante de l'ensoleillement. Afin de prendre en compte ce type de conditions d'exploitation, on a dans un premier temps choisit des phases d'injection de 8 heures par jour, à température et débits constants (scénario d'injection "I2", figure 4.46). Par rapport aux problèmes en injection continue (I1), le débit d'injection est alors multiplié par 3 afin de conserver un bilan hydraulique et énergétique semblable. On a décrit au §4.3.4.1 les coefficients de conductivité et de dispersion particuliers qui ont été utilisés pour résoudre ces problèmes.

Les problèmes choisis utilisent les mêmes conditions d'exploitation que ceux de la grille de base ($t_{in} = t_{out} = 180j$, $T_{in} = 80^{\circ}C$, $T_{lim} = 30^{\circ}C$). On a également conservé le paramètre d'aquifère $K_h = 10^{-4}$ m/s et l'on a testé deux valeurs du contraste de conductivité κ : 1 et 0.1. On a utilisé trois débits d'injections (100, 500 et 1000 m³/j) et les épaisseurs d'aquifère $h = 10$ et 25m (tableau 4.18)

Les couples ' $h=25-Q=100m^3/j$ ' et ' $h=25-Q=500m^3/j$ ' avec les paramètres d'aquifère $K_h = 10^{-4}$ m/s et $\kappa=1$ (le second ayant déjà été utilisé pour différentes températures d'injection au §4.4.3) ont en outre été choisis pour étudier deux autres types de régime d'injection en pulses quotidiens. Dans le premier (scénario "I3", figure 4.46) l'injection commence à 40°C à 10h00 et croît linéairement jusqu'à 80°C (14h00). Elle décroît ensuite de la même manière jusqu'à 40°C (18h00). Ce scénario correspond à un système dont la source d'énergie provient de capteurs solaires.

Dans le deuxième ("I4"), c'est la température qui est constante, le débit étant calculé pour que, à chaque instant, la quantité d'énergie injectée dans le stock soit identique à celle du précédent scénario "I3". Ce scénario est possible avec une source solaire, mais peu réaliste toutefois. Il pourrait également correspondre à des rejets de centrale thermique ou des énergies de récupération à température fixe mais débit variable.

		$K_h = 10^{-4}$ m/s $\kappa=1$		
Q_m [m ³ /j]		50	100	500
Scénario I2	$h=10m$	21.5%	28.1%	36.2%
	$h=25m$	18.5%	23.9%	33.6%
Injection 24h/24 (I1)	$h=10m$	(22.7%)	(29.1%)	(37.5%)
	$h=25m$	(9.8%)	(15.8%)	(35.0%)
Scénario I3	$h=25m$	-	9.6%	23.1%
Scénario I4	$h=25m$	-	19.4%	32.8%
		$K_h = 10^{-4}$ m/s $\kappa=0.1$		
Q_m [m ³ /j]			100	500
Scénario I2	$h=10m$	-		35.9%
	$h=25m$	-		38.2%
Injection 24h/24 (I1)	$h=10m$	-	(30.3%)	(37.5%)
	$h=25m$	-	(30.1%)	(41.3%)

Tableau 4.18: Problèmes choisis et taux de récupération au deuxième cycle pour l'injection en pulses quotidien. Les scénarios I1, I2, I3 et I4 sont décrits à la figure 4.46.

4.4.5.2 Discussion des résultats

Injection en pulse à débit et températures constants

L'injection selon le scénario d'injection I2 ne diminue que faiblement le taux de récupération des problèmes qui ne présentent pas de cellules de convection avec le scénario I1 (soit tous les problèmes utilisés ici, excepté les cas ' $h=25-Q=50m^3/j$ ' et ' $h=25-Q=100m^3/j$ ' avec les paramètres d'aquifère $K_h = 10^{-4}$ m/s et $\kappa=1$, cf. figure 4.22). Des cellules de convection se forment toutefois durant la phase de repos journalière, d'une durée de 16 heures, mais la vitesse de ces mouvements convectifs est très faible (on traitera au §4.4.6 du problème de la convection naturelle en phase de repos).

Par contre, les couples ' $h=25-Q=50m^3/j$ ' et ' $h=25-Q=100m^3/j$ ' avec les paramètres d'aquifère $K_h = 10^{-4}$ m/s et $\kappa=1$ voient leurs taux de récupération considérablement s'améliorer (de 9.8 à 18.5% pour le premier cas et de 15.8 à

23.9% pour le deuxième). En effet le débit d'injection étant multiplié par 3, il empêche la formation de cellules de convection naturelle durant le pulse.

Les vitesses des mouvements convectifs sont cependant plus élevées durant la phase de repos journalière et ne permettent ainsi pas à ces deux cas d'atteindre les performances des précédents problèmes.

Injection selon les scénarios I3 et I4

Le scénario I4, avec débit variable et température d'injection constante, permet aux deux problèmes étudiés de conserver des performances comparables au scénario I2 (tableau 4.18). Les cellules de convection naturelle qui se forment durant la phase de repos quotidienne possèdent des vitesses faibles (§4.4.6).

Le scénario I3 par contre est nettement plus défavorable, car l'injection à des températures plus basses le matin et le soir diminue la température maximale et moyenne dans le stock. A la fin de chaque pulse, la température maximale dans le stock n'est ainsi que de 60.5°C (soit la moyenne entre la température maximale et minimale d'injection). La figure 4.47 montre une coupe isotherme du problème ' $h=25-Q=100\text{m}^3/\text{j}$ ', $K_h = 10^{-4}$ m/s et $\kappa=1$ à la fin de la phase d'injection de 180 jours (à minuit). On observe que la zone de température maximale du stock n'est plus située contre le puits, mais à une distance d'environ 5m.

Conclusions

Les résultats obtenus lors de cette série de problèmes portant sur l'injection en pulses quotidiens amènent les conclusions principales suivantes:

→ **Conclusion 20**

Dans les problèmes traités, l'injection en pulses journaliers à température et débits constants (I2) ne diminue que faiblement les performances des stocks qui ne possèdent pas de cellules de convection naturelle en phase de charge sans pulses (I1).

Dans le cas contraire, les taux de récupération sont améliorés car l'augmentation du débit d'injection permet de supprimer les cellules de convection naturelle durant les 8 heures d'injection quotidienne. Les résultats sont toutefois plus faibles que ceux des cas sans convection naturelle.

→ **Conclusion 21**

Pour les cas sans cellules de convection naturelle, l'injection en pulses à température constante et débit variable (I4) permet des performances sensiblement identiques au cas à température et débits constants.

Par contre, l'injection à température variable et débits constant (I3) diminue fortement les taux de récupération, par diminution de la température maximale dans le stock (moyenne de la température maximale et minimale d'injection).

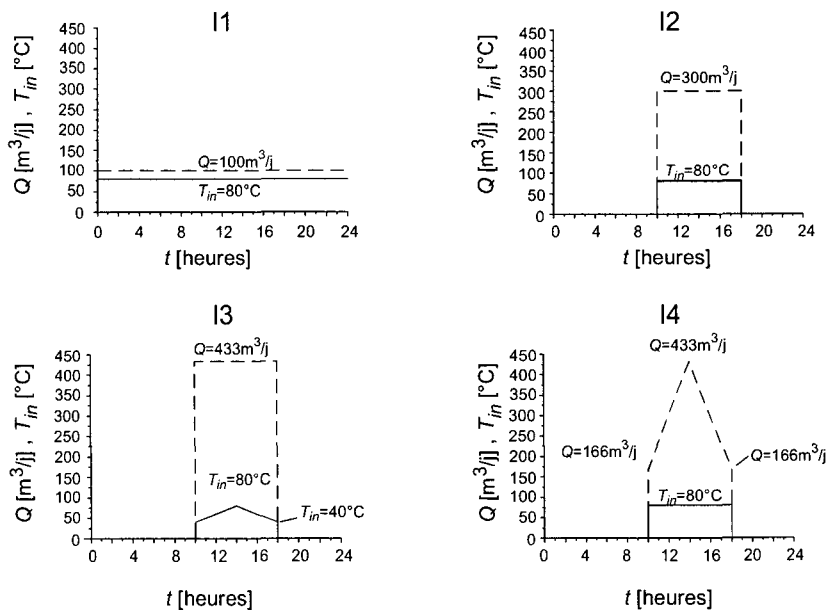


Figure 4.46: Scénarios d'injection. Exemple pour un débit de $100\text{m}^3/\text{j}$.

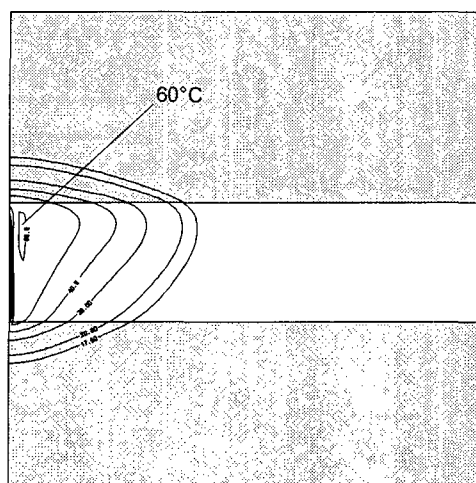


Figure 4.47: Coupe isotherme en fin de phase d'injection. Scénario en pulse I3, cas ' $h=25-Q=100\text{m}^3/\text{j}'$, $K_h = 10^{-4}$ m/s et $\kappa=1$.

4.4.6 Sensibilité à la phase de repos

4.4.6.1 Cas étudiés

Deux phénomènes sont à étudier lorsque le stock connaît une phase de repos entre la période de charge et celle de décharge. Ce sont les pertes par conduction au sein du stock (donc diminution de sa température moyenne) et l'éventuelle apparition de cellules de convection naturelle. Pour cela 5 cas ont été choisis, qui regroupent des problèmes avec et sans cellules de convection lors de la phase de charge. Tous ont le même débit d'injection, donc la même quantité d'énergie stockée (à plus de $T_0 = 15^\circ\text{C}$) en début de phase de repos. Par commodité, on les a désignés par les lettres A à E (figure 4.48):

- A: $h=25\text{m}-Q=500\text{m}^3/\text{j}'$, $K_h = 5 \cdot 10^{-4}$ m/s et $\kappa=0.1$
- B: $h=25\text{m}-Q=500\text{m}^3/\text{j}'$, $K_h = 10^{-4}$ m/s et $\kappa=0.1$
- C: $h=25\text{m}-Q=500\text{m}^3/\text{j}'$, $K_h = 5 \cdot 10^{-5}$ m/s et $\kappa=0.1$
- D: $h=25\text{m}-Q=500\text{m}^3/\text{j}'$, $K_h = 10^{-4}$ m/s et $\kappa=1$
- E: $h=50\text{m}-Q=500\text{m}^3/\text{j}'$, $K_h = 10^{-4}$ m/s et $\kappa=0.1$

Ces problèmes ont été réalisés avec une phase de repos de 2 mois (60 jours). La période d'injection ne se fait alors plus que pendant 4 mois (120 jours). La température d'injection T_m est celle de référence, soit 80°C .

4.4.6.2 Résultats fournis par la résolution numérique des problèmes

Le tableau 4.19 fournit les taux de récupération au deuxième cycle des différents problèmes. Les résultats obtenus avec une charge de 180 jours sans phase de repos sont également fournis dans ce tableau. La figure 4.49 montre les coupes isothermes en fin de phase de repos (1^{er} cycle).

Problème	Avec repos de 2 mois (120 jours d'injection)		Sans repos (180 jours d'injection)		Différence sur:	
	E_{in}	η	E_{in}	η	E_{out}	η
A	$1.638 \cdot 10^{13}$	10.7%	$2.457 \cdot 10^{13}$	19.1%	-62.4%	-43%
B	$1.638 \cdot 10^{13}$	32.9%	$2.457 \cdot 10^{13}$	41.3%	-46.9%	-20%
C	$1.638 \cdot 10^{13}$	34.5%	$2.457 \cdot 10^{13}$	43.1%	-46.6%	-20%
D	$1.638 \cdot 10^{13}$	24.7%	$2.457 \cdot 10^{13}$	35.0%	-53.0%	-29%
E	$1.638 \cdot 10^{13}$	32.2%	$2.457 \cdot 10^{13}$	40.1%	-46.5%	-20%

Tableau 4.19: Taux de récupération au deuxième cycle.

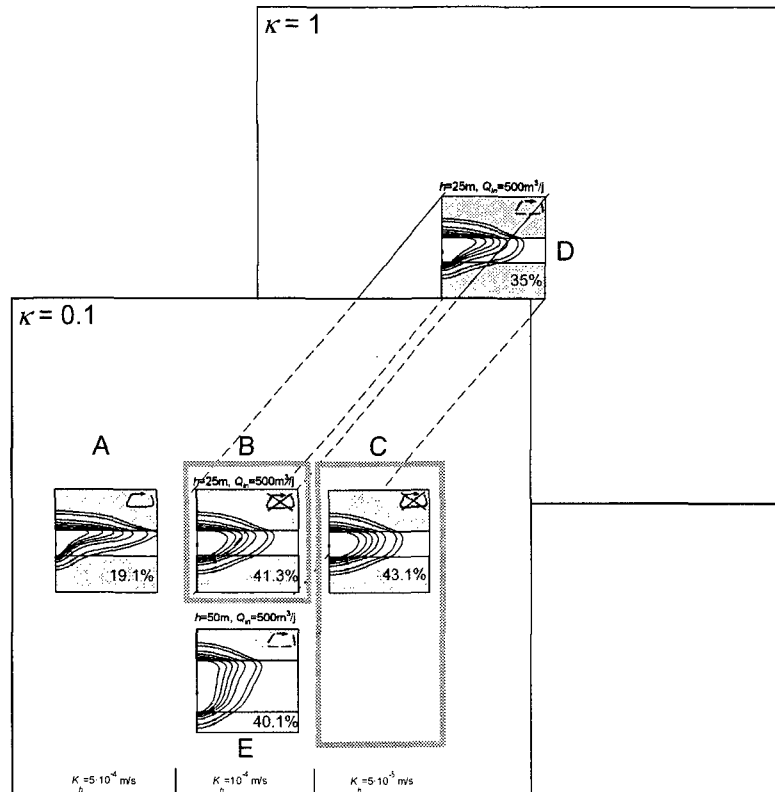


Figure 4.48: Problèmes choisis pour l'étude de la sensibilité à la phase de repos. Les coupes isothermes sont tirées des figures 4.44 et 4.45 (fin de la phase d'injection de 180 jours).

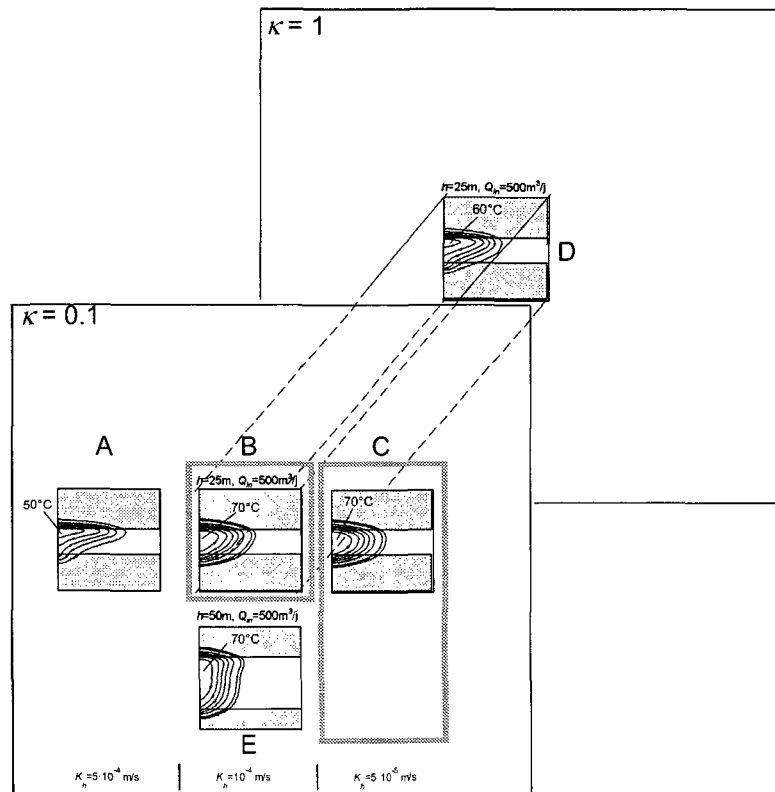


Figure 4.49: Problèmes de la figure 4.48 avec phase de repos : coupes isothermes en fin de phase de repos du 1^{er} cycle, soit après 180 jours.

4.4.6.3 *Discussion des résultats*

Cellules de convection naturelle durant la phase de repos

En fonction du critère établi au §4.4.2 sur la forme convexe ou concave des isothermes ('Cellules de convection naturelle en phase de charge'), les coupes de la figure 4.49 laissent penser que les cas B et C sont libres de cellules de convection naturelle et que A et D y sont soumis, le cas E représentant un cas avec de petites cellules. Or l'analyse de ces résultats sous la forme de lignes de courant montre que *tous* ces cas sont soumis en phase de repos à des cellules de convection naturelle, qui occupent en outre la totalité de l'aquifère. La différence de comportement entre ces cas, qui s'exprime également par les taux de récupération (tableau 4.19), s'explique par les vitesses des mouvements convectifs. Dans les cas A et D, celles-ci sont, à proximité du puits et dans la partie supérieure de l'aquifère de l'ordre de 10^{-2} à 10^{-1} m/j, soit environ d'un ordre de grandeur inférieure aux vitesses obtenues dans ces zones *en phase d'injection* pour des cas avec cellules de convection (figure 4.25). La figure 4.52 montre les lignes de courant et le champ des vitesses simplifié pour les cas A et C.

Les cas B, C et E montrent quant à eux dans ces mêmes zones des vitesses nettement plus faibles, de l'ordre de 10^{-2} à 10^{-4} m/j. Cela explique le comportement des isothermes, ces vitesses très faibles n'ayant que peu d'influence sur le stock. Notons encore que le cas E, qui montre des cellules de convection de faible taille en phase d'injection, n'est pas plus affecté par ce phénomène que les problèmes B et C en phase de repos.

Ce phénomène peut paraître quelque peu surprenant dans le sens où, si l'on se réfère par exemple au cas B, un passage de κ de 0.1 à 1, de K_h de 10^{-4} à $5 \cdot 10^{-4}$ m/s ou encore d'un débit d'injection de 500 à 100 m³/j suffisent à faire passer le système sous le régime de cellules de convection naturelle. On peut ainsi supposer que la phase d'injection entraîne les cellules de convection naturelle en accroissant leur vitesse. Ce phénomène se rapproche alors de celui du basculement du front thermique et Hellström et al. (1979) (annexe E) montrent que le taux de basculement est accru par l'augmentation du débit d'injection.

Energie stockée durant la phase de repos et de décharge

La figure 4.50 montre l'évolution de l'énergie contenue dans le stock à plus de $T_{lim} = 30^\circ\text{C}$ (E_{30}). Les stocks A et D montrent une baisse plus sensible durant la phase de repos, en raison des mouvements convectifs décrits ci-dessus. Les cas C, D et E doivent leurs pertes essentiellement aux phénomènes de conduction thermique au sein du stock, qui diminue la température de celui-ci (la température à la crépine en phase de soutirage peut être observée à la figure 4.51).

A la fin du soutirage, les cas A et D laissent plus d'énergie dans le stock que les autres cas. Cette énergie non récupérée est due aux cellules de convection qui se sont formées durant la phase de charge et, également, à celles qui se forment durant la décharge au sommet de l'aquifère (§4.4.2, figure 4.29). Elles concentrent les eaux à température élevées dans la partie supérieure du stock, le pompage amenant alors vers le puits des eaux plus froides.

Comparaison des taux de récupération et des énergies soutirées

Dans les trois cas 'sans' cellules de convection naturelle, soit les cas B, C et E, le taux de récupération s'abaisse de 20% lorsque la phase de repos est incluse (figure 4.19). L'énergie soutirée à plus de 30°C (E_{om}) diminue ainsi de 46% environ alors que l'énergie injectée est diminuée de 1/3.

Pour les cas A et D, la diminution du taux de récupération est de 43, respectivement 29%, soit 66.5 et 55% d'énergie soutirée en moins.

Le problème B a été également réalisé avec une injection de 120 jours sans période de repos. Le soutirage peut se faire alors durant 158 jours à plus de 30°C et le taux de récupération est de 36.6% au deuxième cycle. Comparé au 32.9% avec période de repos et au 41.3% sans période de repos et une injection de 180 jours, on peut considérer que la diminution des performances entre ces deux cas est due pour moitié aux phénomènes de conduction est pour moitié à la diminution de la quantité d'énergie injectée.

Conclusions

Les résultats obtenus lors de cette série de problèmes portant sur la phase de repos amènent les conclusions principales suivantes:

→ Conclusion 22

Des cellules de convection naturelle apparaissent dans tous les problèmes étudiés en phase de repos. Ces mouvements sont toutefois très lents dans les problèmes qui ne présentent pas de telles cellules en phase de charge (10^{-2} à 10^{-4} m/j dans les zones où les vitesses sont les plus élevées). Lorsque le problème présente des cellules de convection en phase de charge, le phénomène persiste en phase de repos. Les vitesses sont alors de l'ordre de 10^{-1} à 10^{-2} m/j.

→ Conclusion 23

Dans les problèmes étudiés sans convection naturelle, la diminution de la durée d'injection de 180 à 120 jours à laquelle s'ajoutent les pertes conductives en phase de repos créent une baisse du taux de récupération de 20%, ce qui correspond à 46% d'énergie soutirée en moins.

→ Conclusion 24

Sans cellules de convection naturelle, la diminution du taux de récupération lors d'un cycle de 120 jours d'injection et 60 jours de charge par rapport à un cycle de 180 jours de charge sans phase de repos est due pour moitié aux pertes par conduction durant la phase de repos et pour moitié à la réduction de la durée de la charge.

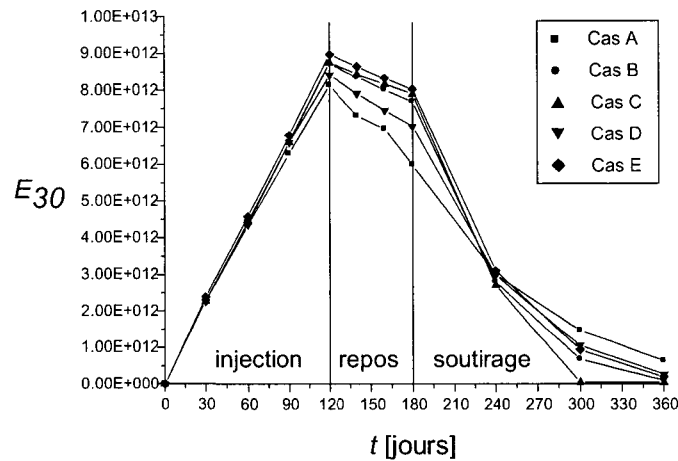


Figure 4.50: Energie dans le stock représentée par le volume à plus de 30°C.

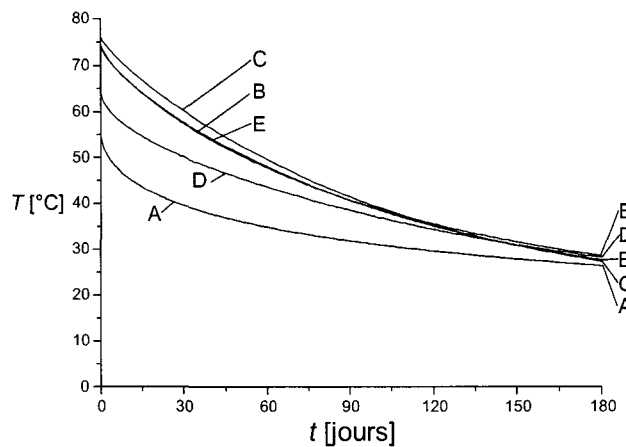


Figure 4.51: Température à la crépine en phase de décharge

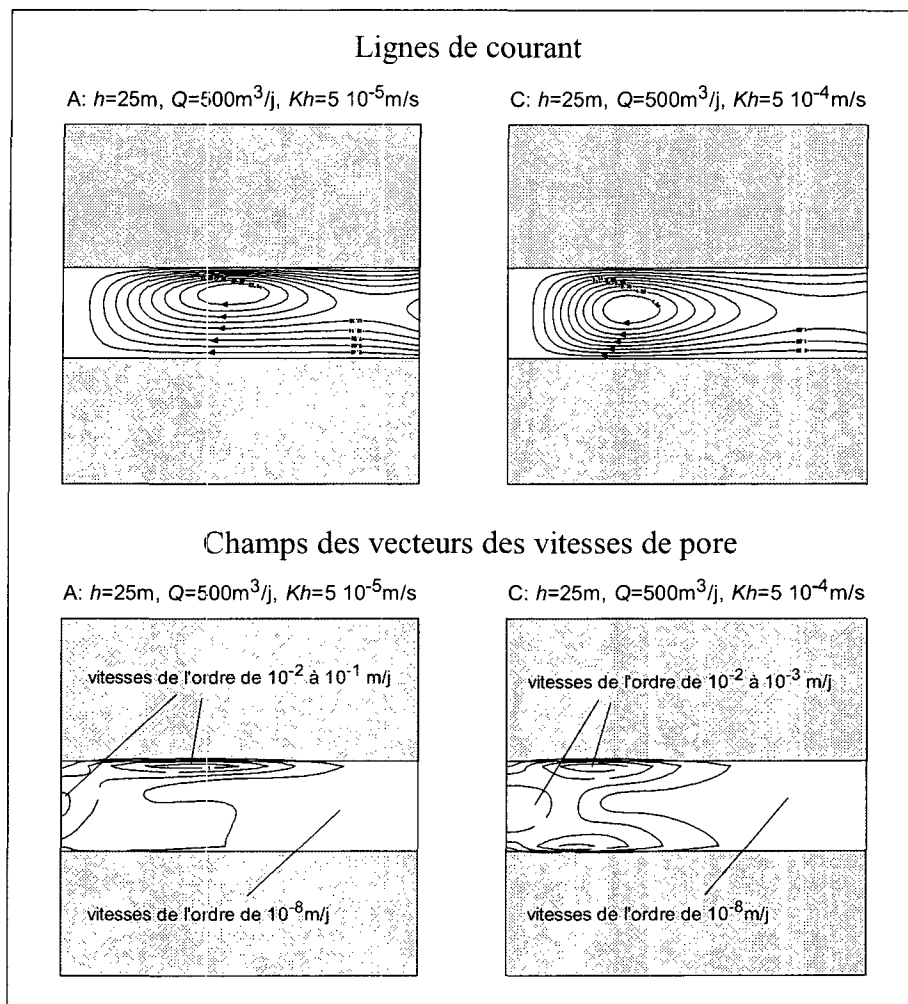


Figure 4.52: Lignes de courant et champ de vitesse simplifié des cas A et C.

4.4.7 Sensibilité au régime de soutirage

4.4.7.1 Cas étudiés et présentation des résultats

Jusqu'ici, le soutirage s'est toujours effectué à un débit identique à celui de l'injection. Dans les problèmes présentés ici, on a utilisé 7 scénarios de soutirage différents, que l'on a désigné ainsi:

- $S_{1/2}$ le débit de soutirage est divisé par 2 par rapport au débit d'injection
 - $S_{2/1.5}$ le débit de soutirage est divisé par 1.5 par rapport au débit d'injection
 - $S_{3/2}$ le débit de soutirage est multiplié par 1.5 par rapport au débit d'injection
 - S_2 le débit de soutirage est multiplié par 2 par rapport au débit d'injection
 - S_3 le débit de soutirage est multiplié par 3 par rapport au débit d'injection
 - S_{r2} le débit de soutirage est multiplié par 2 par rapport au débit d'injection. La phase de soutirage suit une période de repos de 90 jours
 - $S_{\text{croissant}}$ le débit de soutirage est croissant durant 180 jours. Il commence à la moitié du débit d'injection et finit au double
- S_1 désigne le cas où les débits de soutirage et d'injection sont identiques.

La figure 4.53 montre ces scénarios sous la forme de diagrammes.

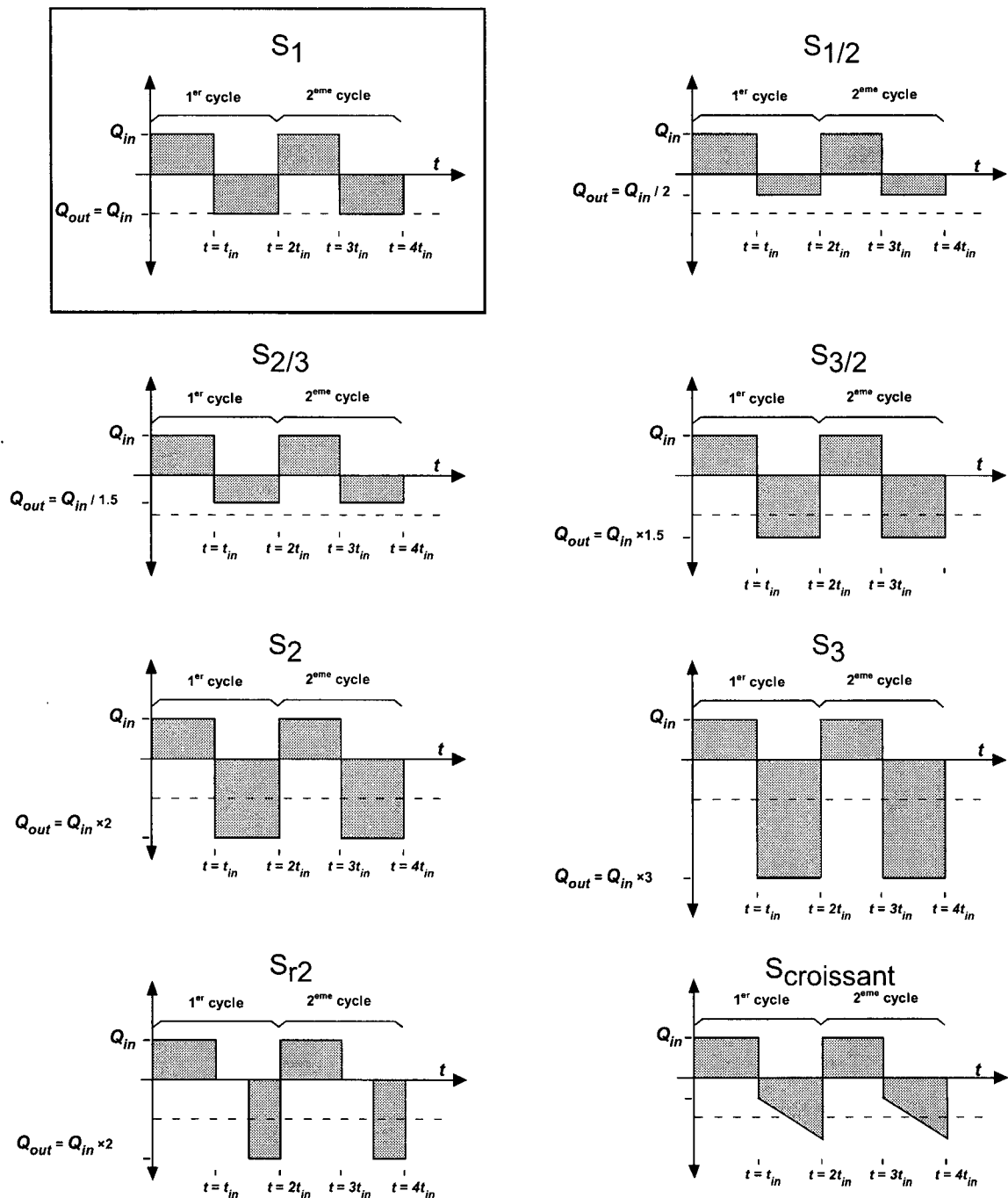


Figure 4.53: Scénario de soutirages utilisés.

Trois problèmes ont été utilisés:

- ' $h=25\text{m}-Q=100\text{m}^3/\text{j}$ ', $K_h = 10^{-4}$ m/s et $\kappa=0.1$ (sans cellules de convection naturelle en phase de charge)
- ' $h=50\text{m}-Q=500\text{m}^3/\text{j}$ ', $K_h = 10^{-4}$ m/s et $\kappa=1$ (avec cellules de convection naturelle en phase de charge)
- ' $h=50\text{m}-Q=1000\text{m}^3/\text{j}$ ', $K_h = 10^{-4}$ m/s et $\kappa=0.1$ (sans cellules de convection naturelle en phase de charge)

Seul le premier a été testé avec tous les scénarios. Les deux autres ont été réalisés avec $S_{3/2}$ et S_2 uniquement.

Les volumes déchargés étant différents, on peut s'attendre à ce que les stocks dont le débit de soutirage est important soient moins performants à la longue. On a donc représenté les taux de récupération en fonction du

cycle de charge-décharge pour le premier cas (figures 4.54 et 4.55). Les résultats des deux autres problèmes sont fournis au tableau 4.20 (deuxième cycle uniquement).

Scénario	$h=50-Q=500\text{m}^3/\text{j}, K_h = 10^{-4} \text{ m/s}, \kappa=1$	$h=50-Q=1000\text{m}^3/\text{j}, K_h = 10^{-4} \text{ m/s}, \kappa=0.1$
S ₁	20.2%	48.1%
S _{3/2}	22.8%	50.3%
S ₂	24.3%	50.3%

Tableau 4.20: Taux de récupération au deuxième cycle. Problèmes ' $h=50-Q=500\text{m}^3/\text{j}, K_h = 10^{-4} \text{ m/s}, \kappa=1$ ' et ' $h=50-Q=1000\text{m}^3/\text{j}, K_h = 10^{-4} \text{ m/s}, \kappa=0.1$ '.

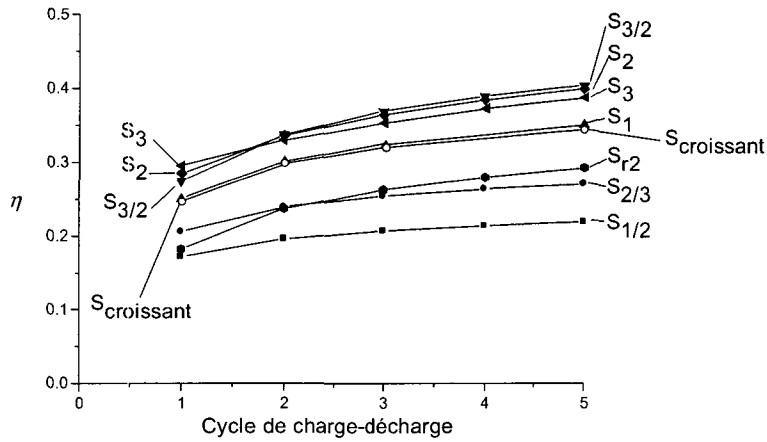


Figure 4.54: Taux de récupération en fonction du cycle pour les divers scénarios de soutirage. $T_{lim} = 30^\circ\text{C}$. Cas ' $h=25\text{m}-Q=100\text{m}^3/\text{j}, K_h = 10^{-4} \text{ m/s}, \kappa=0.1$ '.

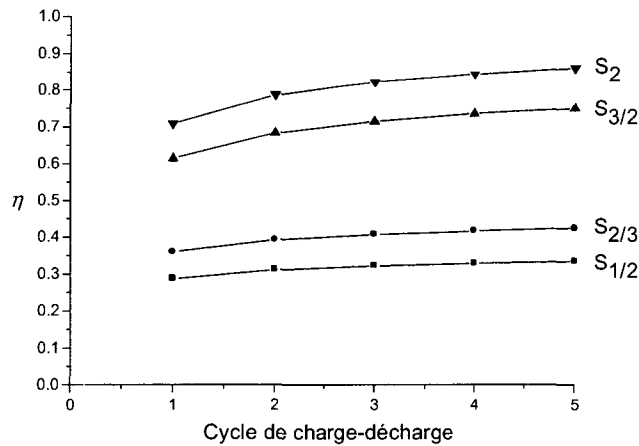


Figure 4.55: Taux de récupération en fonction du cycle pour les divers scénarios de soutirage. $T_{lim} = 15^\circ\text{C}$. Cas ' $h=25\text{m}-Q=100\text{m}^3/\text{j}, K_h = 10^{-4} \text{ m/s}, \kappa=0.1$ '.

4.4.7.2 Discussion des résultats

Taux de récupération

Au premier cycle, l'accroissement du débit de soutirage augmente toujours le taux de récupération des problèmes traités. Toutefois, dès le deuxième cycle, le scénario de soutirage S_{3/2} devient plus performant que S₂ et S₃, ce dernier étant même inférieur à S₂ (figure 4.54 et figure 4.20).

Ces résultats s'expliquent facilement: plus de débit de décharge est important, plus la quantité d'énergie soutirée sera importante, donc le taux de récupération élevé.

Pour les cycles suivants, cet "épuisement" du stock ne permet plus d'obtenir un accroissement aussi important pour les scénarios S_2 et S_3 que pour les scénarios à plus faible débit de soutirage. Le stock est en effet soumis à de plus importantes pertes par conduction thermique en raison de la réduction du volume encore chaud. On observe à la figure 4.56 que dans les scénarios S_2 et S_3 , l'eau soutirée en fin de phase de décharge possède une température inférieure à la température limite $T_{lim}=30^\circ\text{C}$.

Le scénario à débit de soutirage croissant possède les mêmes performances que le scénario S_1 pour le cas étudié (figure 4.54).

Le scénario à débit de soutirage doublé après une période de repos de 90 jours possède un faible taux de récupération au premier cycle. Il bénéficie toutefois d'une bonne amélioration au fil des cycles ultérieurs (pertes conductives réduites par effet de volume) sans toutefois parvenir aux performances de S_1 qui soutire le même volume.

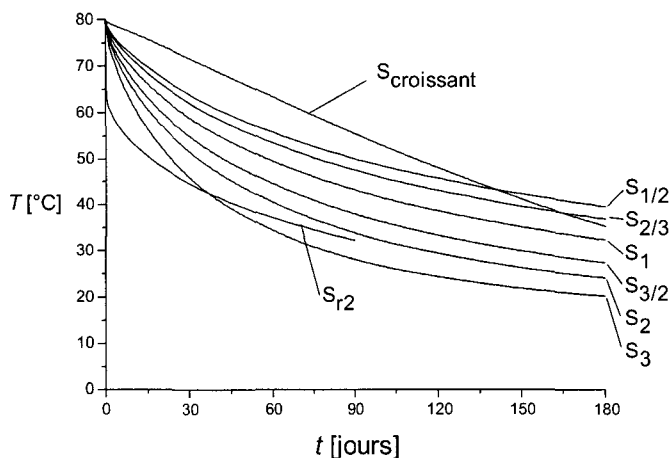


Figure 4.56: Températures de soutirage pour les différents scénarios. Cas ' $h=25\text{m}-Q=100\text{m}^3/\text{j}$ ', $K_h = 10^{-4} \text{ m/s}$, $\kappa=0.1$.

Puissance en phase de soutirage à débit croissant

La figure 4.57 montre l'évolution de l'énergie soutirée E_{out} et de la puissance disponible P_{out} durant la phase de décharge pour le cas ' $h=25\text{m}-Q=100\text{m}^3/\text{j}$ ', $K_h = 10^{-4} \text{ m/s}$ et $\kappa=0.1$, en scénario à débit de soutirage croissant. Un autre problème a été résolu en utilisant un tel scénario: il s'agit du cas ' $h=25\text{m}-Q=500\text{m}^3/\text{j}$ ', $K_h = 10^{-4} \text{ m/s}$ et $\kappa=0.1$. Son taux de récupération au deuxième cycle est de 40.4% (41.3% avec le scénario S_1 , cf. §4.4.4). La figure 4.58 fournit les énergies soutirées E_{out} et la puissance disponible P_{out} durant le soutirage.

Le premier cas montre une puissance décroissante. Dans le deuxième cas par contre, elle est croissante jusqu'au soixantième jour de soutirage environ. Ce comportement est très intéressant dans le sens où il répond bien aux demandes d'énergie d'une installation de chauffage (puissance accrue au milieu de l'hiver). Ces deux problèmes montrent toutefois que le scénario utilisé ne parvient pas à ce résultat dans tous les problèmes, le débit en début de phase de décharge et sa croissance devant probablement être défini pour chaque problème. Ainsi, il devrait être plus faible dans le premier exemple et croître ensuite plus rapidement. Les taux de récupération des deux problèmes traités ici étant proches du taux avec le scénario S_1 , un soutirage ainsi adapté ne doit pas modifier les taux obtenus aux § 4.4.2 et suivants.

Note: les autres problèmes montrent une évolution de la puissance disponible identique à celle de la température soutirée, puisque le débit de soutirage est constant.

Conclusions

Les résultats obtenus lors de cette série de problèmes portant sur le régime de soutirage amènent les conclusions principales suivantes:

→ Conclusion 25

Dans les problèmes étudiés, le scénario de soutirage le plus favorable en terme de taux de récupération est un débit constant une fois et demie supérieur au débit de charge. (Au premier cycle uniquement, plus l'accroissement du débit de soutirage est important, plus il est favorable).

→ Conclusion 26

En terme d'optimisation de la puissance à disposition, le scénario le plus favorable est toutefois un débit croissant lors de la décharge. Le scénario précis est différent pour chaque problème, mais les taux de récupération restent sensiblement identiques à ceux obtenus avec un débit de décharge constant et égal à celui de la charge.

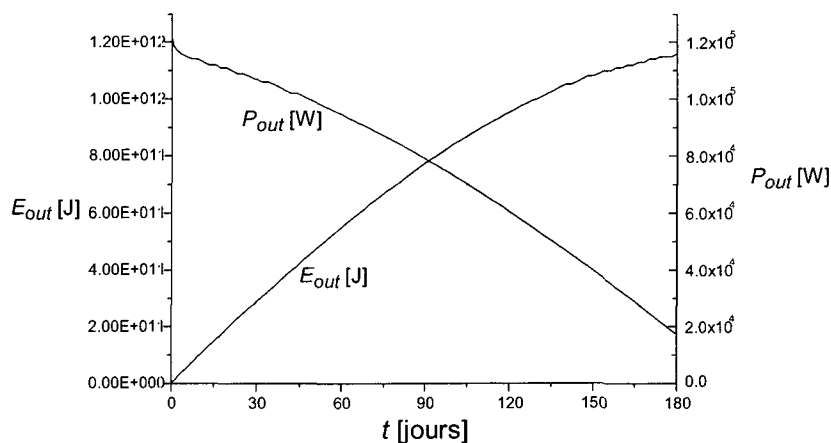


Figure 4.57: Energie soutirée et puissance disponible en phase de décharge. Scénario $S_{\text{croissant}}$, cas $h=25\text{m}$, $Q=100\text{m}^3/\text{j}$, $K_h = 10^{-4}\text{ m/s}$, $\kappa=0.1$.

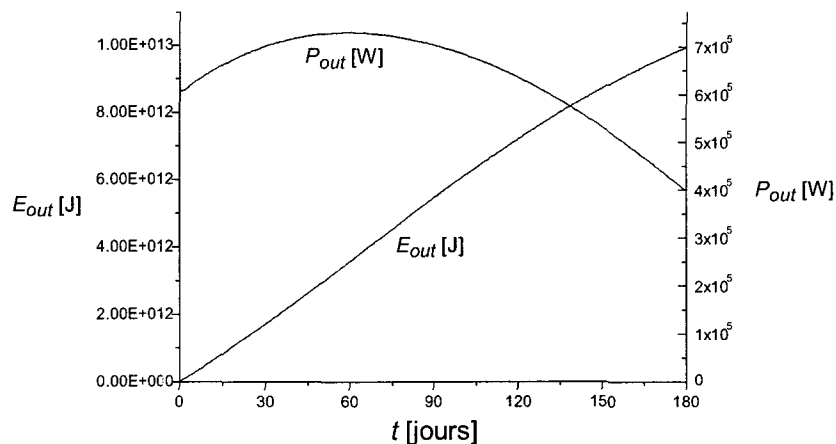


Figure 4.58: Energie soutirée et puissance disponible en phase de décharge. Scénario $S_{\text{croissant}}$, cas $h=25\text{m}$, $Q=500\text{m}^3/\text{j}$, $K_h = 10^{-4}\text{ m/s}$, $\kappa=0.1$.

4.4.8 Systèmes en doublet et écoulement naturel

Il existe principalement deux types de stocks constitués d'un doublet de puits. Dans le premier, l'eau chaude est injectée dans un des puits en été, puis récupérée en hiver dans le second. Le transfert d'énergie d'un puits à l'autre se fait en partie grâce à l'écoulement naturel de la nappe aquifère. De fait, c'est un système difficile à gérer, qui nécessite de très bonnes connaissances de l'hydrogéologie locale. Il ne sera pas abordé ici.

L'autre possibilité consiste à utiliser l'un des puits comme stock de chaleur (puits "chaud"). Il est chargé en été afin de constituer le stock, puis déchargé en hiver pour en récupérer la chaleur. Un puits "froid" sert, en été, à l'alimentation en eau du puits chaud et, en hiver, de puits de rejet de l'eau refroidie par le système de chauffage. Ainsi, le sens de circulation de l'eau entre les puits est inversé lors du passage de la saison chaude à la saison froide. En outre, le bilan hydraulique de la nappe est toujours neutre.

Les figures 4.59 et 4.60 indiquent le schéma de fonctionnement général d'un tel système en doublet.

Du point de vue de l'énergie soutirée (donc du "taux de récupération" η , cf. § 4.1.2.3), le système en doublet ne se distingue du système à puits unique que lorsqu'une interaction thermo-hydraulique existe entre les puits. Parmi les stocks à puits unique ou assimilables à un puits unique, on peut citer Auburn (USA), phases 1 et 2 (Molz et al., 1981; Molz et al., 1979; Molz et al., 1978; Papadopoulos et Larson, 1978) et Hokkaido (Japon) (Ochifuji et al., 1988; Ochifuji et al., 1997).

Parmi les stocks en doublet, évoquons St-Paul (USA) (Hoyer et al., 1991a; Hoyer et al., 1991b; Hoyer et al., 1994; Walton et al., 1991; Walton, 1986), Aulnay sous Bois (France, stock à basse température avec pompe à chaleur) (Ausseur et al., 1984; Iris et al., 1985) et Utrecht (Pays-Bas) (van de Weiden, 1994; van Loon et van der Heide, 1992; Willemsen et van der Weiden, 1991).

Le calcul du rendement de tels stocks peut se faire de différentes façons (cf. §4.4.8.2).

D'autres configurations peuvent, dans leur fonctionnement général, s'approcher de tels systèmes, comme par exemple des batteries de puits en doublet, des systèmes à puits central unique et plusieurs puits périphériques ou encore les installations à drains rayonnants horizontaux comme en présente le site de SPEOS (Suisse) (p.ex. Saugy et al., 1988; Saugy et Ward, 1994).

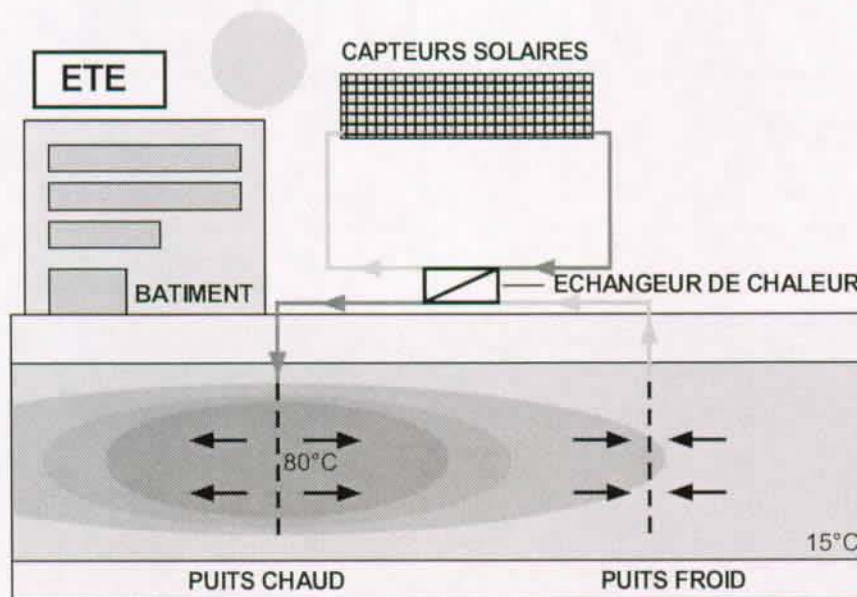


Figure 4.59: Fonctionnement d'un système en doublet type: situation en été

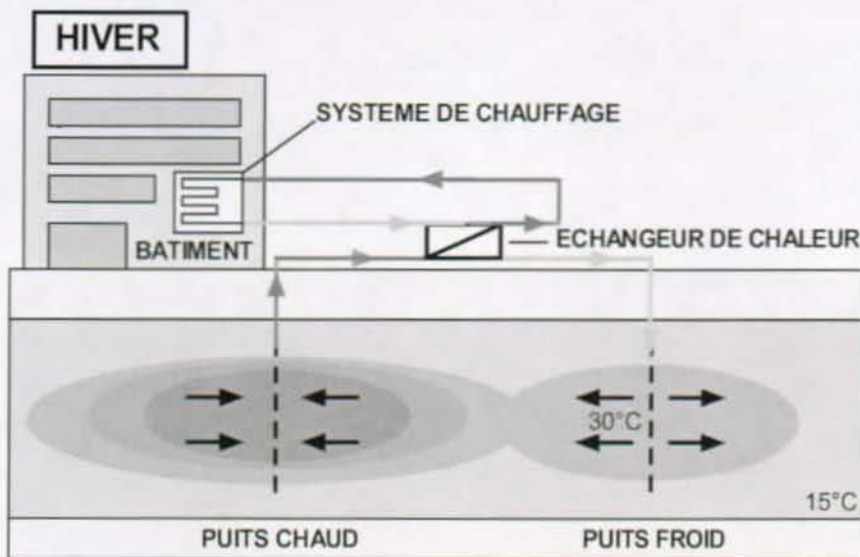


Figure 4.60: Fonctionnement d'un système en doublet type: situation en hiver

4.4.8.1 Cas étudiés

Le but de l'étude des systèmes en doublet n'est pas de fournir une analyse complète de ceux-ci, mais d'établir une comparaison avec l'approche à puits unique afin d'en souligner les différences. Ainsi, on s'est basé sur un seul problème ($h=25\text{m}$, $Q=500\text{m}^3/\text{j}$, $K_h=10^{-4}\text{ m/s}$ et $\kappa=0.1$), présenté au §4.4.4, et modélisé ici à l'aide d'une géométrie à trois dimensions (§ 4.3.1.2).

Les autres paramètres géologiques et conditions d'exploitations sont maintenus constants, selon leurs valeurs de référence (§4.1). En outre:

En hiver l'injection au puits froid (figure 4.60) se fait à la température de 30°C , ce qui correspond à la température maximale de retour du système de chauffage, soit la température limite d'utilisation T_{lim} (§ 4.1.2.3).

On a étudié les influences:

- de la distance d séparant les deux puits. Trois valeurs ont été choisies: 50, 70 et 90m.
- de la grandeur de l'écoulement naturel de la nappe (vitesse de 0 à 230 m/an).
- du sens de l'écoulement: l'axe des puits est toujours placé dans la direction de l'écoulement naturel; il se déroule soit dans le sens du puits chaud au puits froid, soit du puits froid vers le puits chaud (figure 4.61)¹.

Avec une porosité de 0.2 et une conductivité hydraulique horizontale de la nappe (K_h) de 10^{-4} m/s , la vitesse d'écoulement v_n est alors de 47.3m par an avec un gradient de 3‰. Afin d'étudier des vitesses plus élevées sans accroître le gradient naturel, on a également utilisé une conductivité hydraulique horizontale de $5 \cdot 10^{-4}\text{ m/s}$ ($v_n = 236.9\text{ m/an}$ pour un gradient de 3‰). Le tableau 4.21 résume ces paramètres et présente les cas étudiés.

¹Note : un positionnement de l'axe des puits perpendiculairement à la direction de l'écoulement n'est favorable que dans un cas de stockage combiné de chaud et de froid, afin de limiter les risques d'interaction thermique (van Eslwijk et al., 2000).

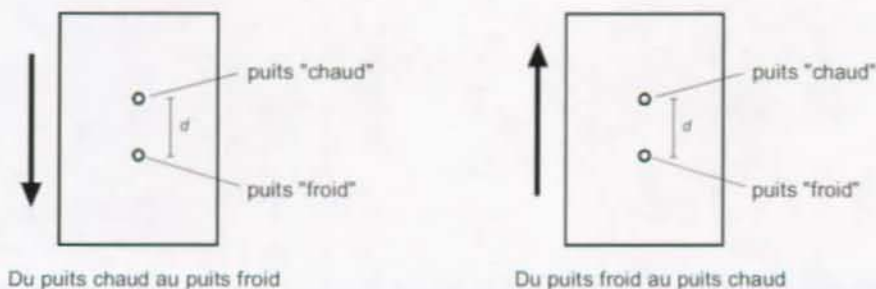


Figure 4.61: Sens d'écoulement de la nappe

Sens:	Écoulement nat. : du puits chaud au puits froid					Écoulement nat. : du puits froid au puits chaud					
	3 ‰	2 ‰	3 ‰	2 ‰	1 ‰	0	1 ‰	2 ‰	3 ‰	2 ‰	3 ‰
Grad [-]	$5 \cdot 10^{-4}$					10^{-4}					
K_h [m/s]	$5 \cdot 10^{-4}$					10^{-4}					
v_n [m/an]	236.5	157.7	47.3	31.5	15.8	0	15.8	31.5	47.3	157.7	236.5
d=50m			X	X		X	X	X			
d=70m			X	X		X	X	X	X		
d=90m	X	X	X	X		X	X	X	X	X	X

Tableau 4.21: Configurations étudiées, basées sur le problème $h=25m, Q=500m^3/j, K_h=10^{-4} m/s$ et $\kappa=0.1$

4.4.8.2 "Rendement" et "taux de récupération"

Les figures 4.62 et 4.63 montrent la variation de température au puits chaud et froid durant cinq cycles de charge-décharge pour les cas $d=50m$ et $70m$, sans écoulement naturel de la nappe. En phase de charge, la température de l'eau pompée du puits froid excède sensiblement les $15^\circ C$ naturels de la nappe, en raison d'une part de l'influence thermo-hydraulique du puits chaud (surtout dans le premier exemple ou d est faible) et, d'autre part, en raison de l'injection d'eau à $30^\circ C$ dans ce puits froid en hiver.

L'énergie que doit alors fournir en été le système (par exemple les capteurs solaires) afin d'amener à $80^\circ C$ l'eau sortie du puits "froid" est ainsi en relation directe avec la température de celle-ci: plus l'eau pompée est chaude, moins il y a d'énergie à fournir. Cette énergie est notée ici E_{in}^c .

On peut alors définir le rendement ν à chaque cycle en divisant l'énergie soutirée par l'énergie fournie par le système de chauffage de l'eau d'injection (figure 4.62).

$$\nu = \frac{\text{énergie extraite à } T \geq T_{lim}}{\text{énergie fournie par le système de chauffage de l'eau}} = \frac{\int_0^{t_{out}} (\rho c)_f Q_{out}(t) (T_{out}(t) - T_{lim}) dt}{\int_0^{t_{in}} (\rho c)_i Q_{in}(t) (T_{in} - T_{out}^{pf}) dt} \quad (4.19)$$

où T_{out}^{pf} est la température de sortie au puits froid (été)

Le "rendement" se distingue ici du "taux de récupération" par le fait qu'il ne considère, dans l'énergie injectée au puits chaud, que la part provenant du système de chauffage.

Le tableau 4.22 montre les "taux de récupération" η et les "rendements" ν pour les deux problèmes des figures 4.62 et 4.63.

Distance entre les puits	Cycle	E_{out}	E_{in}	E_{in}^c	$\eta = E_{out} / E_{in}$	$\nu = E_{out} / E_{in}^c$
50m	1	7.78E+12	2.46E+13	2.07E+13	31.7%	37.6%
	2	9.26E+12	2.46E+13	1.68E+13	37.7%	55.1%
	3	9.88E+12	2.46E+13	1.62E+13	40.2%	61.0%
	4	1.02E+13	2.46E+13	1.59E+13	41.5%	64.1%
	5	1.05E+13	2.46E+13	1.57E+13	42.7%	66.9%
70m	1	8.15E+12	2.46E+13	2.40E+13	33.2%	33.9%
	2	1.00E+13	2.46E+13	2.01E+13	40.7%	49.7%
	3	1.08E+13	2.46E+13	1.98E+13	43.9%	54.5%
	4	1.13E+13	2.46E+13	1.96E+13	46.1%	57.9%
	5	1.17E+13	2.46E+13	1.96E+13	47.5%	59.7%

Tableau 4.22: Résultats obtenus avec les distances $d = 50$ et $70 m$ et un écoulement naturel nul.

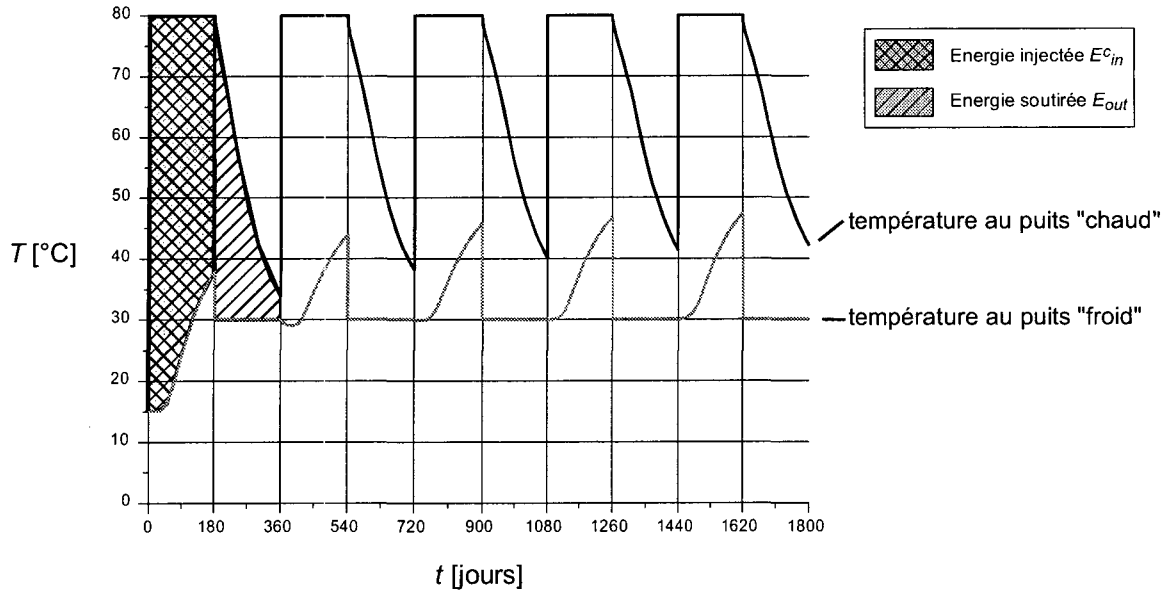


Figure 4.62: Températures au puits froid et au puits chaud pour 5 cycles de charge-décharge. Distance entre les puits: 50m.

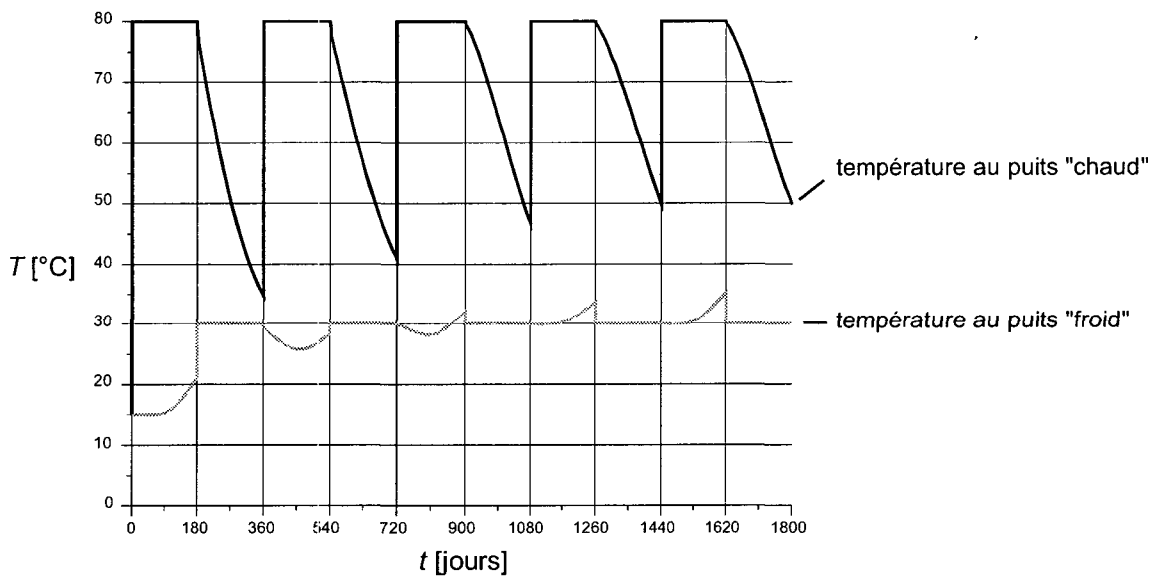


Figure 4.63: Températures au puits froid et au puits chaud pour 5 cycles de charge-décharge. Distance entre les puits: 70m.

4.4.8.3 *Présentation et discussion des résultats*

Le tableau 4.22 montre que, de façon plus marquée que dans les problèmes à puits unique (p.ex. figure 4.10 ou 4.36), le nombre de cycle est un facteur accroissant considérablement les performances des stocks en doublet (sur les trois premiers cycles au moins). On a donc choisit de présenter ici les résultats de ces problèmes pour le cinquième cycle. Ceux-ci sont fournis au tableau 4.23 à l'aide des "taux de récupération" η et des "rendements" ν .

Ecoulement nat.: du puits chaud au puits froid												→	
Grad [-]	3 ‰		2 ‰		3 ‰		2 ‰		1 ‰		0		→
K_h [m/s]	$5 \cdot 10^{-4}$				10^{-4}								→
v [m/an]	236.5		157.7		47.3		31.5		15.8		0		→
	η	v	η	v	η	v	η	v	η	v	η	v	→
d=50m					39.8%	72.4%	41.3%	72.2%			42.7%	66.9%	→
d=70m					43.8%	63.2%	45.8%	63.3%			47.5%	59.7%	→
d=90m	5.1%	19.2%	19.7%	45.1%	44.1%	60.5%	46.9%	60.9%			48.6%	57.8%	→

Ecoulement nat.: du puits froid au puits chaud											
←	Grad [-]	1 ‰		2 ‰		3 ‰		2 ‰		3 ‰	
←	K_h [m/s]	10^{-4}								$5 \cdot 10^{-4}$	
←	v [m/an]	15.8		31.5		47.3		157.7		236.5	
←		η	v	η	v	η	v	η	v	η	v
←	d=50m	41.3%	62.4%	39.8%	57.1%						
←	d=70m	46.5%	56.5%	44.8%	52.7%	42.4%	48.4%				
←	d=90m	47.9%	55.5%	45.8%	51.8%	43.1%	47.7%	16.8%	15.2%	6.0%	4.3%

Tableau 4.23: Résultats au cinquième cycle des problèmes en doublets.

Distance entre les puits

- Lorsque la distance entre les puits est courte, l'eau injectée au puits chaud atteint rapidement le puits froid. Dans l'exemple de la figure 4.62 et 4.66 ($d=50m$) la température moyenne de l'eau soutirée à ce puits dépasse les 45°C en fin d'été (période de charge du stock). L'énergie E_{in}^c à fournir en hiver pour réchauffer l'eau pompée du puits froid est ainsi faible (figure 4.62, tableau 4.23) et l'on obtient des *rendements* v élevés.

Toutefois, en raison de cette forte interaction hydraulique, le stock se déprécie à mesure qu'il se constitue. En effet, dans le sens où la température limite d'utilisation est de 30°C, de l'eau pompée à une température supérieure au puits froid signifie le retrait du stock d'une énergie utilisable. La température de l'eau déstockée en hiver diminue également. Le *taux de récupération* η (donc l'énergie utilisable du stock) est ainsi plus faible pour les doublets à petite distance d .

- Lorsque la distance entre les puits croît, les phénomènes décrits ci-dessus s'amoindrissent. Les valeurs des taux de récupération et des rendements tendent alors chacun vers une valeur constante :

→ Le taux de rendement croît et tend vers la valeur obtenue avec un puits unique (figure 4.64). Il est toutefois possible que dans certaines configurations le taux de récupération en système à doublet soit légèrement supérieur au taux en système à puits unique pour une distance particulière (pas trop grande), puisqu'en doublet de l'énergie supplémentaire est injectée dans le système par le puits froid en hiver. Si elle existe, cette situation n'a cependant pas été rencontrée dans la série de problèmes traités ici.

→ Le rendement décroît (figure 4.64). La température moyenne soutirée se stabilise de la même façon que celle d'un stock à puits unique. Dans un cas d'injection à 30°C et 500m³/j, celle-ci est d'environ 25°C (5^{ème} cycle). Si l'injection au puits chaud se fait à 80°C, le rendement sera alors environ 18% supérieur au taux de récupération ($T_0=15°C$). Ainsi, un stock à puits unique ayant un taux de récupération de 50% aura, en configuration en doublet, un rendement de 59% si les deux puits sont très éloignés, et supérieur s'ils sont suffisamment proches.

Ecoulement naturel

- Quelque soit le sens de l'écoulement naturel de la nappe, son effet est négatif sur le *taux de récupération* η du stock (figure 4.65): la bulle d'eau chaude se déplace dans la direction de l'écoulement de la nappe et l'énergie soutirée est moindre. Cet effet est particulièrement visible sur les coupes isothermes en fin de période de soutirage (figure 4.67, coupes du bas).

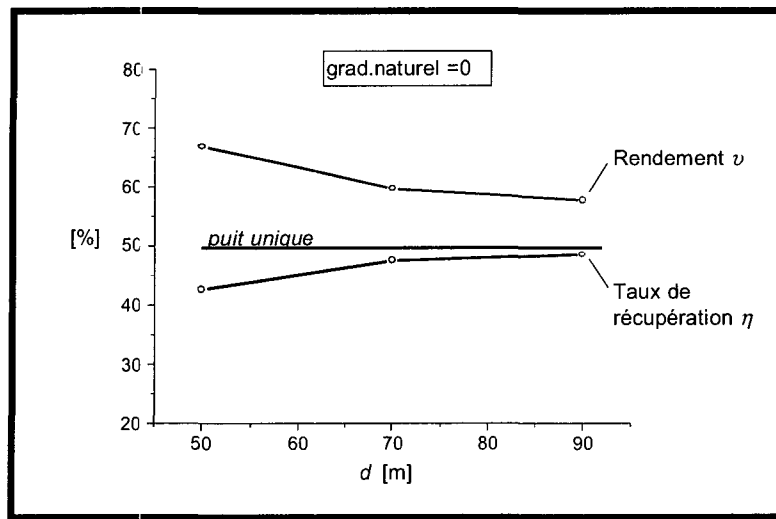


Figure 4.64: Taux de récupération et rendement en fonction de la distance d entre les puits ($5^{\text{ème}}$ cycle). Cas sans écoulement naturel.

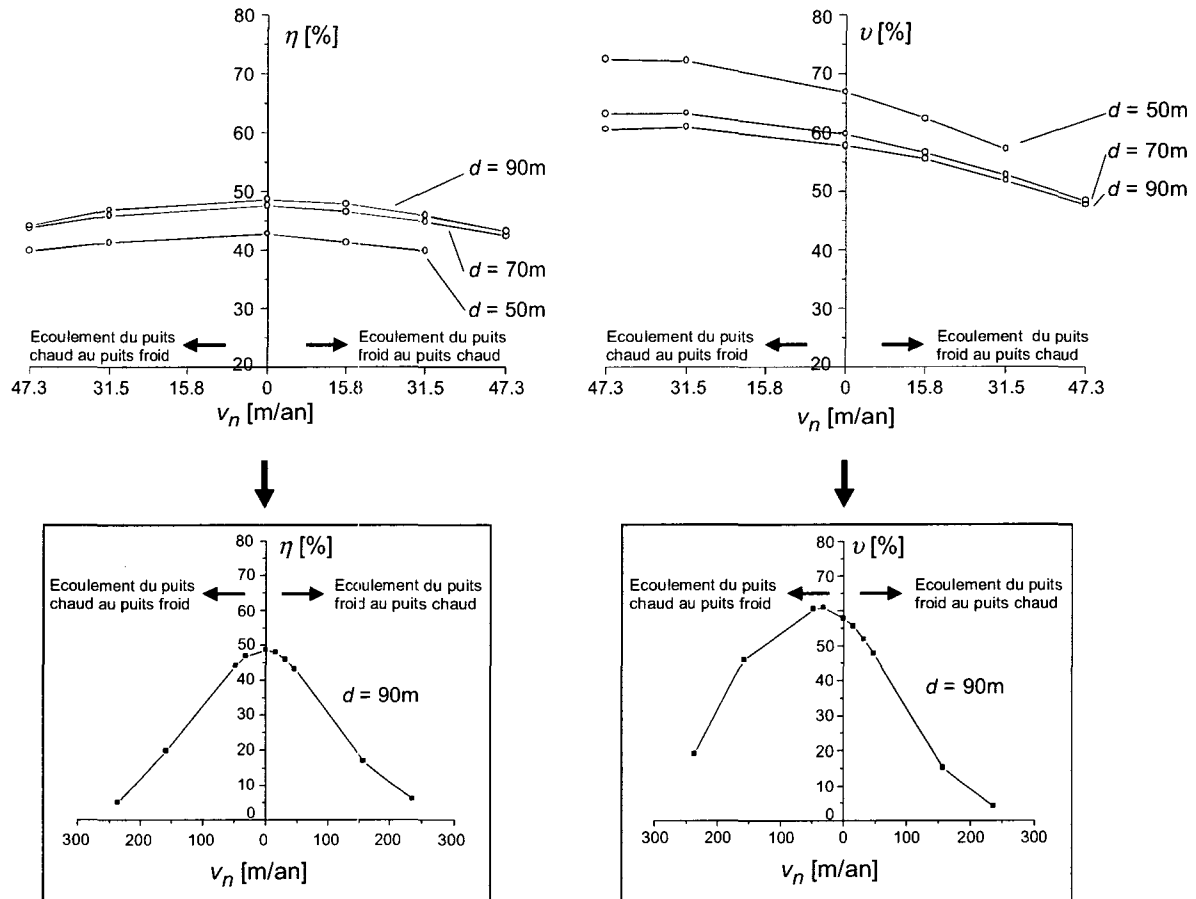


Figure 4.65: Taux de récupération et rendement en fonction de la vitesse et du sens d'écoulement de la nappe.

- En revanche, un écoulement naturel de la nappe dans le sens du puits chaud vers le puits froid peut accroître le rendement ν (figure 4.65): en effet, cet écoulement favorise alors un "recyclage", en phase de charge du stock, de l'eau injectée au puits chaud qui est récupérée rapidement -et à température encore élevée- au puits froid. Le

rendement s'en trouve ainsi amélioré (tandis que le taux de récupération diminue). Ce comportement est identique à celui que l'on a observé ci-dessus -sans écoulement naturel- lorsque les deux puits sont rapprochés (figures 4.62 à 4.64). Lorsque l'écoulement naturel est trop important toutefois, le rendement diminue comme le taux de récupération, en raison de la migration de la bulle chaude. Notons que cette diminution est plus rapide lorsque l'écoulement se fait du puits froid au puits chaud (figure 4.65).

Dans les problèmes présentés ici, l'écoulement optimum –du point de vue du rendement ν - se situe à une valeur d'environ 35m/an.

Conclusions

Les résultats obtenus par l'étude sur les problèmes en doublet amènent les conclusions suivantes:

→ Conclusion 27

Les performances d'un stock en doublet peuvent s'exprimer, du point de vue des bilans énergétiques, de différentes manières. On a défini ici:

- le *taux de récupération* η , utilisé pour les stocks à puits unique, est purement le reflet de la quantité d'énergie que l'on soutire du stock lors de la phase de décharge (soit en hiver). Cette notion se rapporte donc surtout à l'*utilisation* du stock.

- le *rendement* ν , qui exprime en outre l'énergie à fournir au stock durant la phase de charge pour atteindre un certain niveau énergétique à l'injection. Cette notion se rapporte donc également au dimensionnement de la *source* d'énergie du stock (p.ex. capteurs solaires).

Ces deux notions sont complémentaires. Le rendement ne saurait être utilisé comme seul critère de performance car des stocks, par exemple, avec des puits très rapprochés montrent un rendement élevé, mais ne fournissent que peu d'énergie à l'utilisateur (et à un niveau de température faible).

Le taux de récupération permet de comparer tout types de stocks puisque seule l'énergie fournie par le stock et prise en compte. Elle ne tient par contre pas entièrement compte du dimensionnement de la source d'énergie.

→ Conclusion 28

Une faible distance entre les puits d'un doublet augment le rendement de celui-ci, mais diminue son taux de récupération. Si la distance s'accroît, ces deux valeurs tendent vers des valeurs constantes.

→ Conclusion 29

Il y a écoulement naturel optimum qui favorise un *rendement* maximum du stock. Cet écoulement doit se faire dans le sens du puits chaud vers le puits froid. Sa valeur dépend notamment de la distance entre les puits et du débit d'injection - soutirage.

Toutefois, le *taux de récupération* n'est optimum que lorsque l'écoulement naturel est nul.

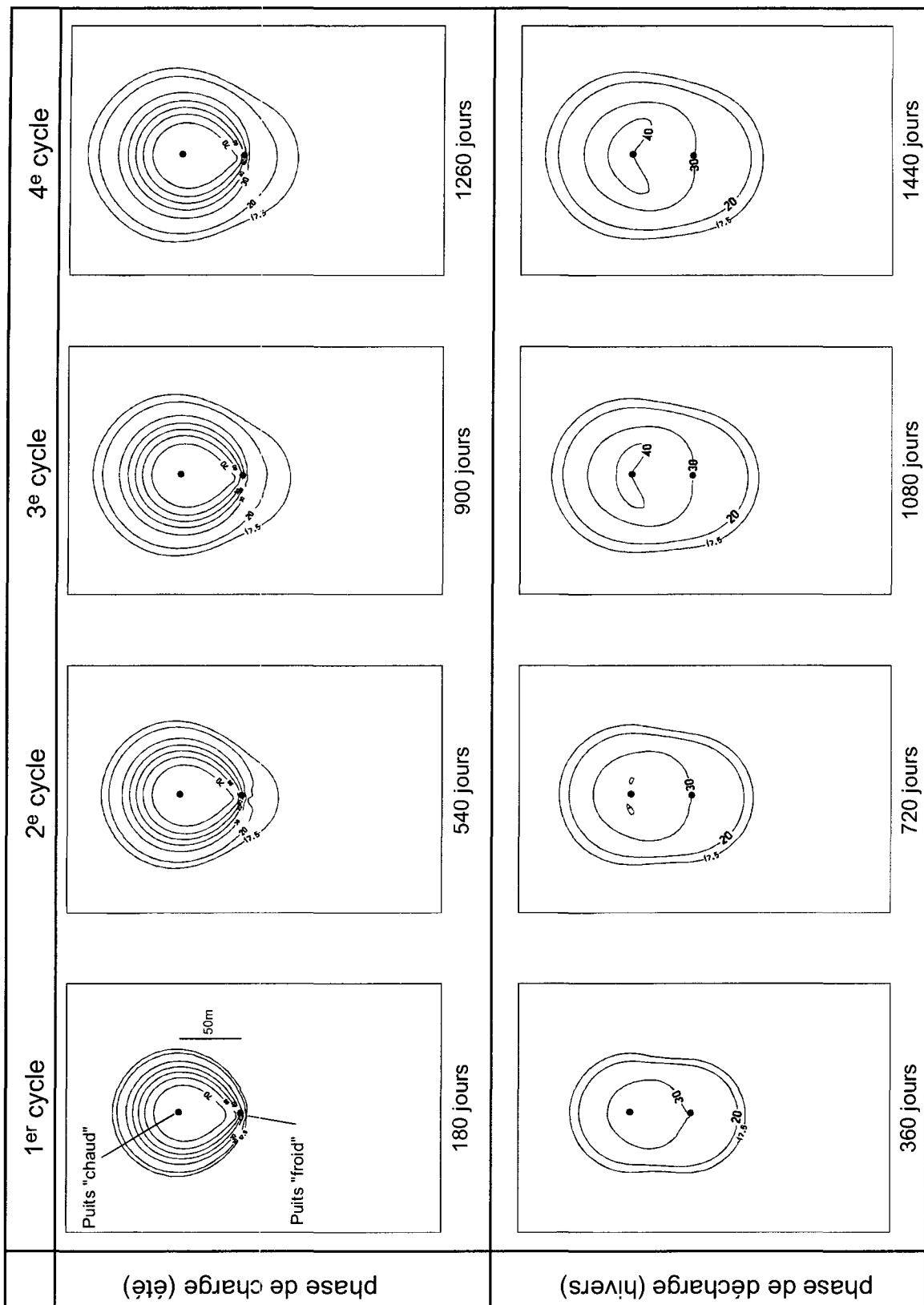


Figure 4.66: Coupes horizontales isothermes (au milieu de l'aquifère) pour cinq cycles de charge-décharge. Cas $d=50\text{m}$, sans écoulement naturel.

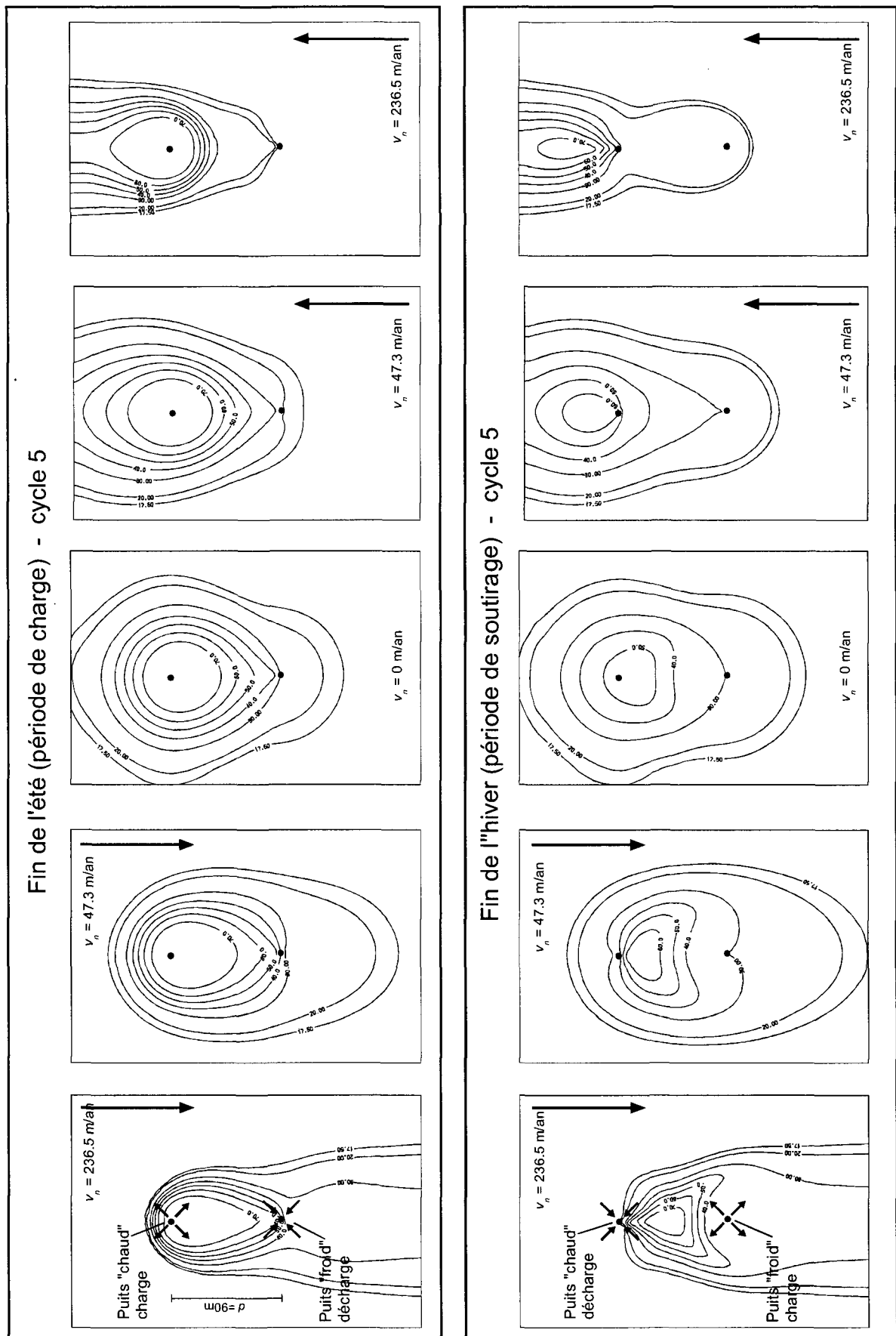


Figure 4.67: Coupes horizontales isothermes (milieu de l'aquifère) au cinquième cycle pour les problèmes avec $d=90\text{m}$.

4.5 Conclusions

On apporte ici des conclusions qualitatives sur les processus dominants au sein du stock, les conditions d'exploitation et les paramètres hydrauliques de l'aquifère. Les aspects quantitatifs seront repris au chapitre 6.

4.5.1 Processus dominants

4.5.1.1 *Convection forcée*

En phase de charge et de décharge, le transport de la chaleur dans le stock est nettement dominé par les mouvements convectifs dus à l'injection et au soutirage. Toutefois des cellules de convection naturelle peuvent se former de façon marquée durant ces phases et diminuer fortement les performances des stocks par brassage des eaux chaudes et froides en empêchant le flux convectif forcé de couvrir l'entier de l'épaisseur de l'aquifère.

4.5.1.2 *Convection naturelle*

Les cellules de convection naturelles peuvent se former durant les phases de charge et de décharge. Il s'agit alors clairement du plus gros facteur de pertes en température. Elles prennent place durant les phases de repos, mais les vitesses de pore sont alors très variables: faibles, les cellules n'ont pratiquement aucun effet sur la forme du stock et ses performances; fortes, ces cellules sont à nouveau un facteur de pertes thermique important. La formation de cellules de convection naturelle est favorisée par: la diminution du débit d'injection et de soutirage ainsi que par l'augmentation de la température d'injection, de la conductivité hydraulique K_h , du contraste de conductivité $\kappa = K_v/K_h$, et de l'épaisseur de l'aquifère h (conclusions 10 et 17).

4.5.1.3 *Conduction thermique*

En phase de charge, repos et décharge, il s'agit d'un phénomène non contrôlable qui diminue la température moyenne du volume chauffé. Un stock de forme compacte minimise ces pertes. Les épontes sont un facteur de perte supplémentaire, car elles sont le siège d'échanges conductifs avec l'aquifère. Ainsi, un aquifère allongé verticalement est plus favorable qu'un aquifère de forme plate qui possède une plus grande surface de contact avec les épontes (conclusion 18).

4.5.1.4 *Dispersion thermique*

Il s'agit à nouveau d'un phénomène non contrôlable qui, comme la conduction thermique, diminue la température moyenne du volume chauffé. Elle ne se déroule pas en phase de repos, si l'on excepte les mouvements de convection naturelle. La dispersion thermique est accrue par la vitesse du flux hydraulique (débits d'injection et de soutirage), en particulier aux abords du puits.

4.5.1.5 *Bascullement du front thermique*

Phénomène lié aux effets de densité-viscosité ainsi qu'à la convection forcée, il est accru par l'augmentation du débit d'injection ainsi que par la diminution de l'épaisseur de l'aquifère h et, en général, du contraste de conductivité hydraulique $\kappa = K_v/K_h$ (conclusion 9). Un haut débit de soutirage diminue le basculement dans le sens où l'inversion du flux hydraulique redresse le front thermique (un débit élevé accroissant la vitesse de ce redressement).

4.5.2 Conditions d'exploitation

4.5.2.1 *Comportement d'un stock face aux conditions d'exploitations*

On se référera aux conclusions insérées dans les §4.2 et 4.4 pour connaître dans le détail l'effet des différentes gammes de conditions d'exploitation utilisées, particulièrement sur le taux de récupération. Les conclusions du chapitre 4 sont réunies à l'annexe F. En résumé, prises une à une, leurs effets sont:

Grandeur du débit d'injection

L'accroissement du débit d'injection augmente toujours le taux de récupération, mais ce dernier tend toutefois vers un maximum (conclusion 6, figures 4.10, 4.11, 4.13, 4.14 et 4.15). Il permet également de contrer l'apparition de cellules de convection naturelle (conclusion 10, figures 4.22, 4.35, 4.44 et 4.45).

Pour un aquifère d'épaisseur h donnée, il existe un débit d'injection optimal, qui constitue le meilleur équilibre entre les pertes par effet de densité-viscosité et les pertes par conduction (conclusion 11, figure 4.33).

Réciproquement, un taux de récupération maximal existe pour un débit d'injection donné. Ce taux n'est atteignable qu'avec une épaisseur optimale (conclusion 12, figures 4.35 et 4.42).

Fréquence du débit d'injection (pulses journaliers)

L'injection en pulses quotidiens à température constante ne diminue que faiblement les performances des stocks qui ne possèdent pas de cellules de convection naturelle en phase de charge sans pulses. Dans le cas contraire, les taux de récupération sont améliorés, car l'augmentation du débit d'injection permet de supprimer les cellules de convection naturelle. Les résultats sont toutefois plus faibles que ceux des cas sans convection naturelle (conclusion 20).

Injection en pulses à température variable: cf. 'température d'injection' ci-dessous.

Distance entre les puits (doublets)

Une diminution de la distance entre les puits froids et chaud crée une augmentation de la température pompée du puits froids en été mais une diminution de l'énergie utilisable pour l'utilisateur. Il en résulte un *rendement* élevé, mais un *taux de récupération* faible.

Une distance élevée entre les puits fait tendre le taux de récupération vers celui d'un système à puits unique. Le rendement tend vers une valeur supérieure (+16% avec les températures d'injection de référence), fonction de la température moyenne au puits froid.

Durée de la phase d'injection

La diminution de temps de charge (de 180 à 120 jours) diminue de taux de récupération lorsque le temps de soutirage reste de 180 jours (conclusion 24). Un soutirage plus court (par exemple pour un stock quotidien jour-nuit) n'a pas été testé.

Durée de la phase de repos

Une phase de repos entre l'injection et le soutirage crée des pertes par conduction (conclusion 23, figure 4.50). Des pertes par convection naturelle se produisent dans les cas avec cellules de convection naturelle en phase de charge et décharge (conclusion 22, figures 4.49 et 4.50).

Grandeur du débit de soutirage

Un accroissement du débit de soutirage augmente les performances d'un stock. Toutefois, si cet accroissement est trop important, le stock verra diminuer sa faculté à s'améliorer au fil des cycles (conclusion 25, figures 4.54 et 4.56). En terme de puissance disponible, le meilleur scénario de soutirage est un débit croissant (conclusion 26, figures 4.57 et 4.58). Le taux de récupération est alors comparable au scénario à débit de décharge égal au débit d'injection.

Température d'injection

Il existe une température d'injection optimale pour un stock donné (conclusion 14). Cette température est fonction du débit d'injection, de l'épaisseur de l'aquifère et des paramètres hydrauliques de celui-ci (κ et K_h) car elle dépend de l'apparition de cellules de convection naturelle (conclusion 13, 14, 10 et 17, figure 4.36). Elle est également fonction de la température limite d'utilisation (conclusion 13, figure 4.41).

Même sans apparition de cellules de convection, le taux de récupération tend à se stabiliser pour les hautes températures (cf. § 4.5.5.2).

Une injection à températures variables crée une température maximale dans le stock égale environ à la moyenne des températures injectées. Cela provoque une diminution importante du taux de récupération par rapport à une injection à température constante (égale au maximum de température du scénario à température variable) (conclusion 21, figure 4.47).

Température limite d'utilisation

La température limite d'utilisation est une importante condition d'exploitation qui contrôle le taux de récupération (figures 4.36, 4.41, 4.54 et 4.55). Plus elle est faible, meilleur sera le taux de récupération. Elle peut toutefois rendre défavorable l'accroissement de la température d'injection si elle est trop élevée, sans que le

système ne connaisse de cellules de convection naturelle (conclusion 13, figure 4.41). Elle peut également inverser la comparaison des taux de récupération entre deux problèmes (figure 4.54 et 4.55).

Nombre de cycle

Les problèmes à petit débit d'injection sont plus favorisés par la succession des cycles de charge-décharge que ceux à débit élevé (conclusion 7, figures 4.10 et 4.11). Les problèmes à débit de soutirage élevé ne bénéficient pas d'une augmentation du taux de récupération au fil des cycles aussi importante que ceux à débit de décharge plus faible (conclusion 25, figure 4.54).

Les problèmes en doublet avec une interaction thermique entre les doublet voient leur taux de récupération et leur rendement croître de façon importante durant les 3-4 premiers cycles (tableau 4.22).

4.5.2.2 *Faut-il préférer les grands débits ou les hautes températures ?*

Le débit d'injection augmente toujours le taux de récupération dans la gamme de débit utilisée, même s'il tend vers un maximum. Il y a pour chaque problème une température d'injection optimale, que l'on peut contrôler par les paramètres géologiques (si le choix de l'aquifère est donné) et en partie par les conditions d'exploitation (cf. ci-dessus: 'température d'injection' et 'température limite d'utilisation').

La comparaison des résultats obtenus avec le modèle couplé (§4.4) ne permet pas d'affirmer de façon très aisée s'il est préférable, pour une même quantité d'énergie injectée, de favoriser les grands débits d'injection ou plutôt les hautes températures. On traite donc dans un premier temps le problème avec les résultats obtenus à l'aide des modèles simples (§4.2).

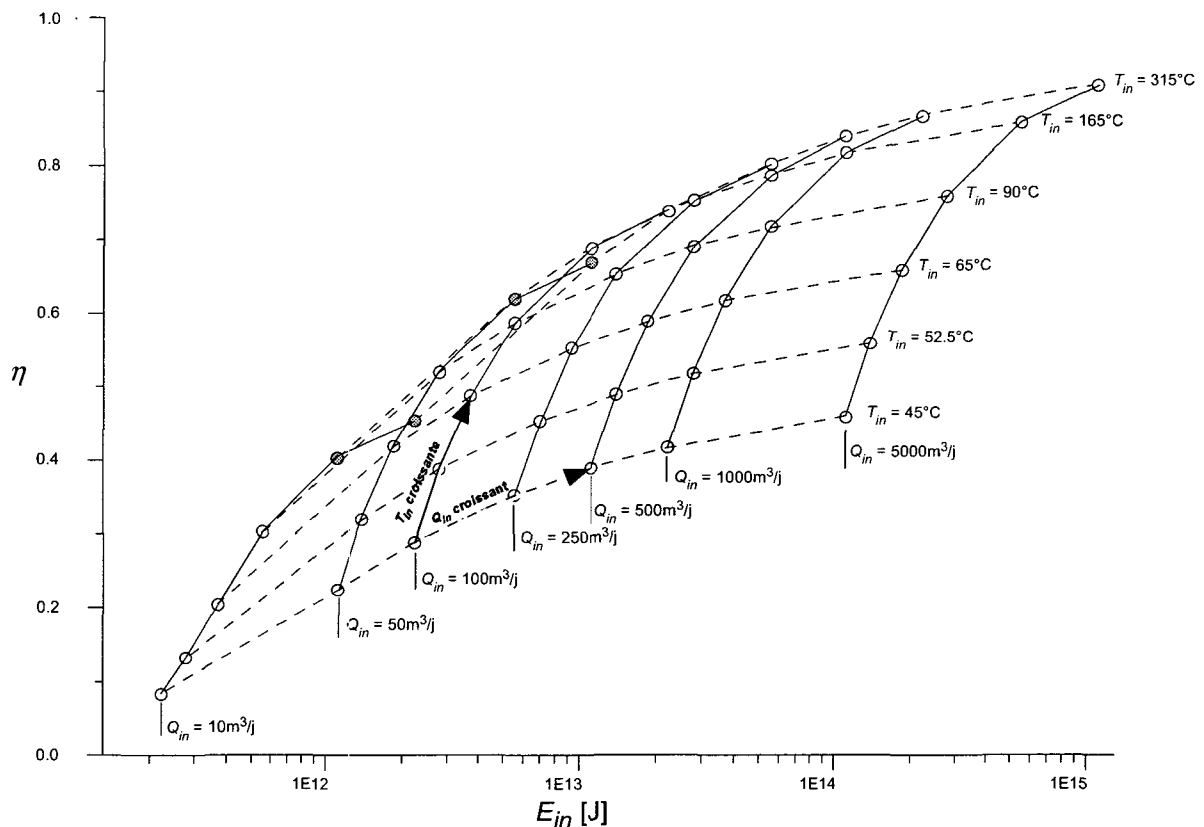


Figure 4.68: Taux de récupération en fonction de l'énergie injectée pour différents débits et températures d'injection. Modèle simple, système sphérique, 5^{ème} cycle de charge. Abscisse en échelle logarithmique.

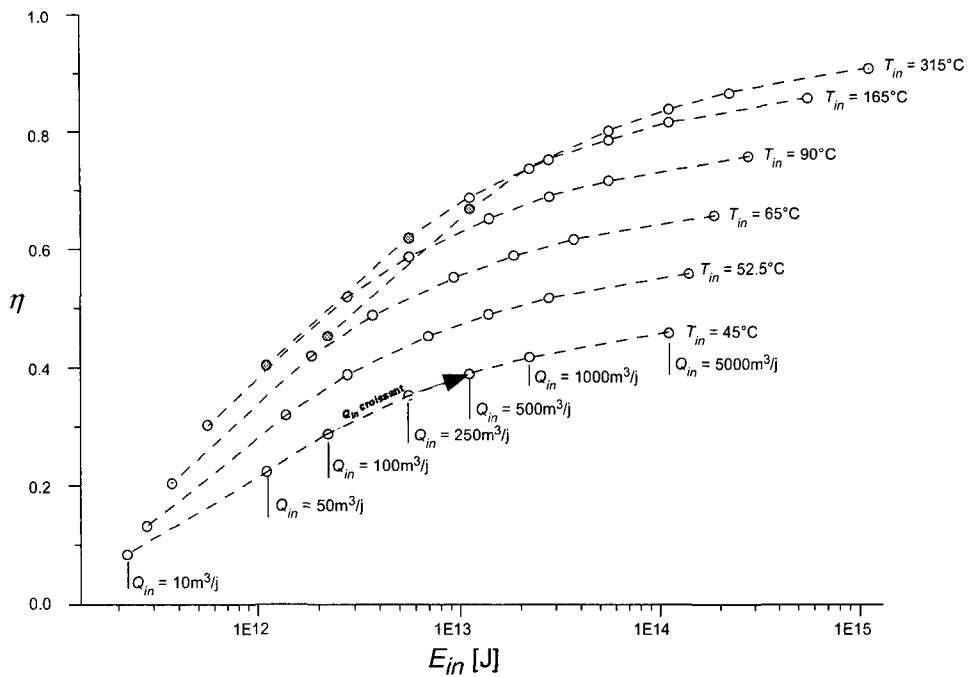


Figure 4.69: Taux de récupération en fonction de l'énergie injectée pour différents débits et températures d'injection. Même résultats que la Figure 4.68, seules les températures d'injection identiques sont reliées.

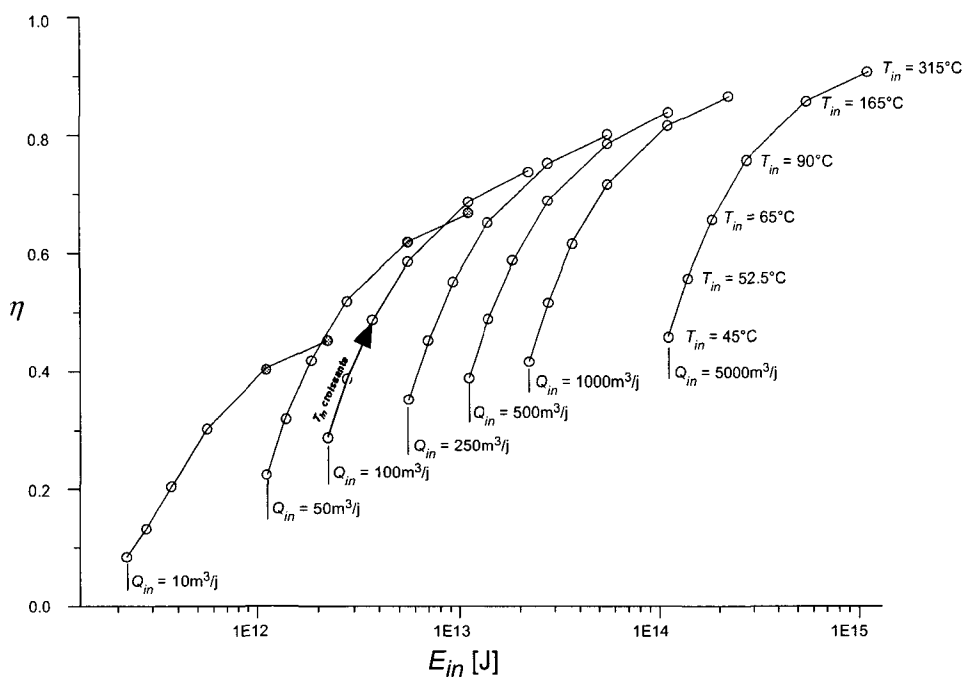


Figure 4.70: Taux de récupération en fonction de l'énergie injectée pour différents débits et températures d'injection. Même résultats que la Figure 4.68, seuls les débits d'injection identiques sont reliés.

On a utilisé les résultats en système sphérique (conclusions 1 et 3) de la figure 4.13 (5^{ème} cycle) pour calculer les taux de récupération en fonction de l'énergie injectée, pour divers débits et températures d'injection. Les autres paramètres sont ceux de référence, décrits au tableau 4.3. La figure 4.68 fournit ces résultats. Les figures 4.69 et figure 4.70 ne donnent que les courbes reliant les mêmes températures, respectivement débits.

On constate que dans la grande majorité des cas, l'injection à des hautes températures est préférable à de grands débits. Seuls deux problèmes, à faibles débits, montrent le comportement inverse, avec une différence faible lorsque l'on accroît la température ou le débit.

La figure 4.69 montre que les taux de récupération tendent vers un maximum lorsque le débit est accru (température constante). Cela avait déjà été constaté. De plus, la figure 4.70 indique que l'accroissement température provoque le même phénomène (la figure contient également une représentation pour un débit d'injection de 100m³/j avec un axe des abscisses linéaire). Le modèle n'utilisant que l'équation du transport de chaleur, cela ne provient pas d'un régime avec cellules de convection naturelle.

La figure 4.71 montre les résultats obtenus avec le modèle couplés. On a utilisé les résultats du tableau 4.12 (simulations de référence) en ne conservant, pour un même débit, que les cas d'épaisseur optimale, et les résultats des problèmes traités au §4.4.3. Les conclusions sont identiques à celles obtenues avec les modèles simples: il est préférable de surchauffer les stocks que d'accroître le débit d'injection.

Note: le problème ' $h=25m, Q=500m^3/j, T_{in}=100^{\circ}C$ ' présente des cellules de convection naturelle, ce qui n'est pas le cas du problème ' $h=25m, Q=500m^3/j, T_{in}=80^{\circ}C$ '. L'augmentation de la température est alors négative sur le taux de récupération du stock.

On peut ainsi supposer que ce comportement puisse être inversé pour des aquifères à conductivité hydraulique élevée. On ne dispose toutefois pas ici de problèmes réalisés à température élevée et à grande perméabilité pour effectuer la comparaison.

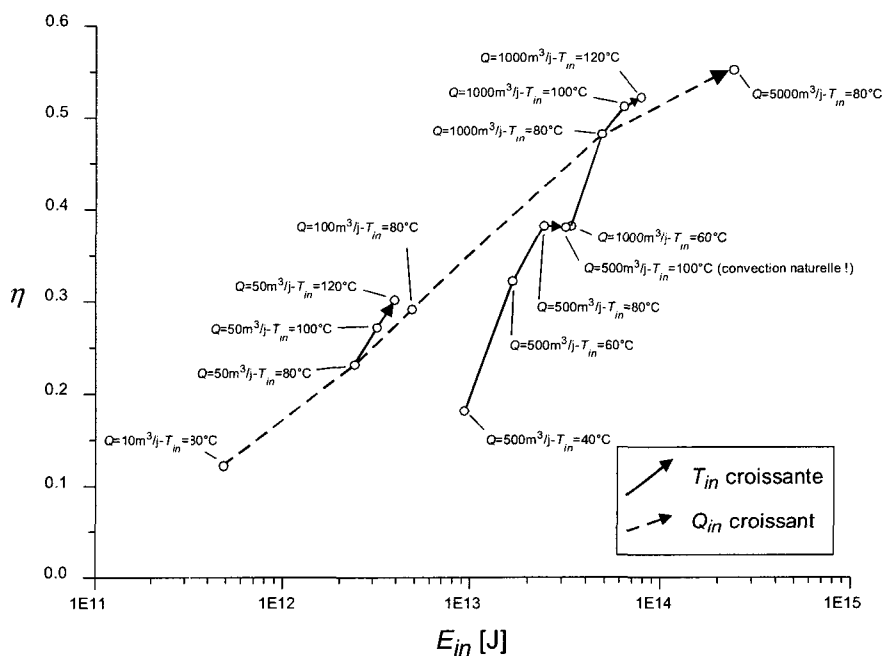


Figure 4.71: Taux de récupération en fonction de l'énergie injectée pour différents débits et températures d'injection. Modèle couplé, 2^{ème} cycle de charge. Abscisse en échelle logarithmique.

Conclusion→ **Conclusion 30**

Des températures d'injection élevées sont préférables à un plus grand débit pour une même quantité d'énergie fournie au stock. Toutefois, un accroissement du débit doit être préféré dans les cas soumis à la convection naturelle.

4.5.3 Paramètres géologiques*4.5.3.1 Epaisseur de l'aquifère*

Il existe une épaisseur optimale pour chaque problème. Cette épaisseur constitue le meilleur équilibre entre les pertes par effet de densité-viscosité et les pertes par conduction par les épontes et permet ainsi d'obtenir un taux de récupération optimal (conclusions 10 et 12, figures 4.33 et 4.42).

4.5.3.2 Conductivité hydraulique horizontale

La conductivité hydraulique est un des facteurs permettant de contrôler l'apparition de cellules de convection naturelle (figures 4.44 et 4.45). Sa diminution permet ainsi d'accroître considérablement les taux de récupération de certains stocks lorsque son effet est de supprimer les cellules. Sur des problèmes qui ne possèdent pas de cellules de convection, cet effet est peu marqué (conclusion 16, tableaux 4.16 et 4.17).

La diminution de la conductivité permet également d'élargir le champ des épaisseurs optimales (conclusion 17, figure 4.42) et de créer des stocks allongés verticalement sans cellules de convection, plus performants que les stocks aplatis (conclusion 18, figures 4.44 et 4.45). L'épaisseur optimale s'accroît alors (conclusion 18).

4.5.3.3 Contraste de conductivité hydraulique

La diminution du contraste de conductivité $\kappa = K_v/K_h$ implique les mêmes effets que la diminution de la conductivité horizontale (conclusion 16, 17, 18), le passage à un contraste de 1 à 0.1 correspondant au passage d'une conductivité horizontale de 10^{-4} m/s à $5 \cdot 10^{-5}$ ou 10^{-5} m/s.

4.5.3.4 Ecoulement naturel de la nappe

Il y a écoulement naturel optimum qui favorise un *rendement* maximum du stock. Cet écoulement doit se faire dans le sens du puits chaud vers le puits froid. Sa valeur dépend notamment de la distance entre les puits et du débit d'injection - soutirage.

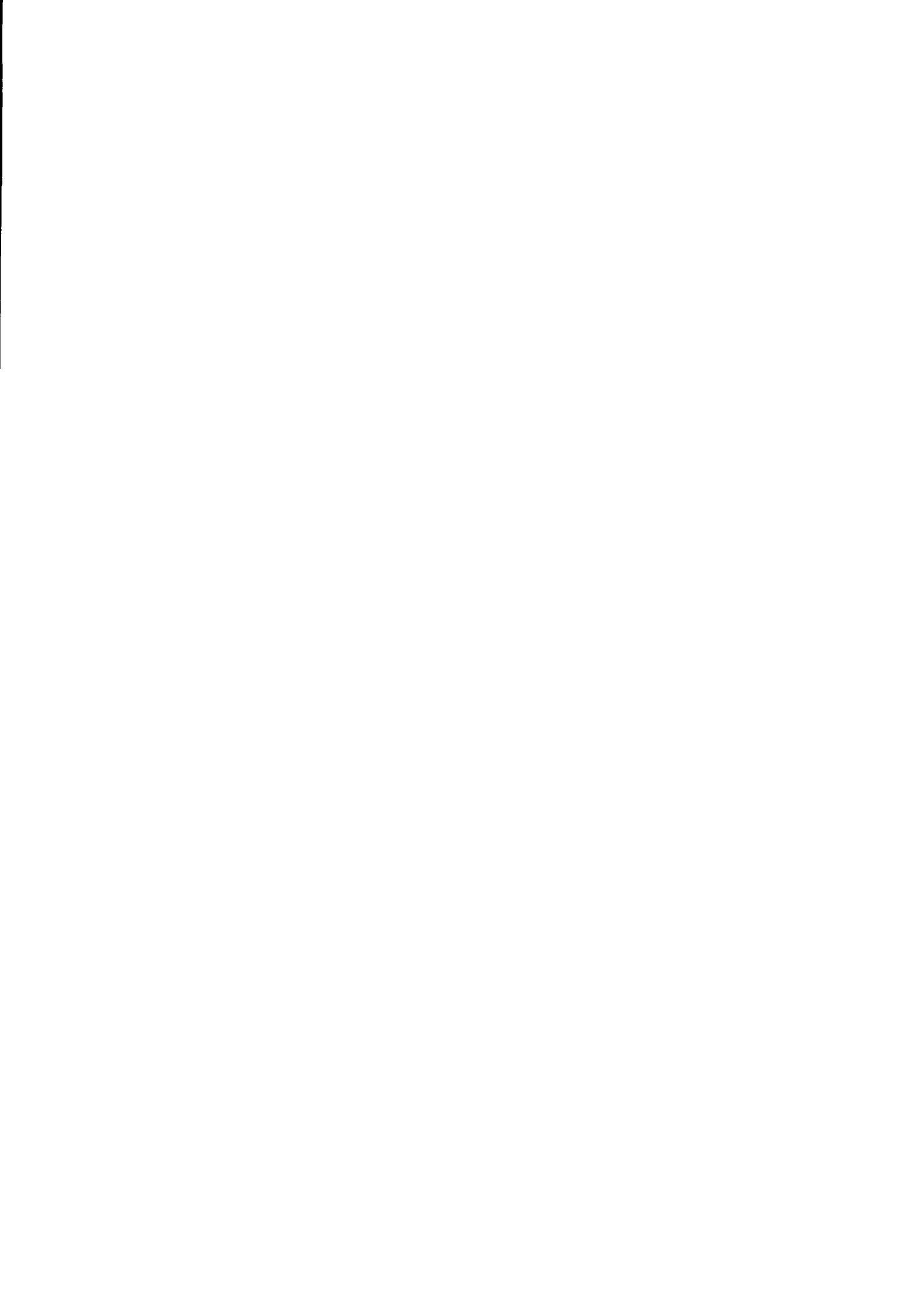
Toutefois, le *taux de récupération* n'est optimum que lorsque l'écoulement naturel est nul.

4.5.3.5 Dispersion thermique

La dispersion thermique diminue les températures de restitutions par diminution de la température moyenne du stock. Toutefois, des gammes de valeurs allant de 1 à 10 ne modifient pas dans de telles ordres de grandeur les performances des stocks testés. Il semble donc que la dispersion, si elle est un paramètre important, ne soit pas un paramètre fondamental.

4.5.3.6 Epontes

Les épontes sont un facteur de pertes par conduction thermique. Les stocks stables allongés verticalement sont ainsi, plus performants que les stocks aplatis (conclusion 18, figures 4.44 et 4.45).



Chapitre 5 Comparaison avec des cas réels

5.1 Stock de Colombier - Robinson

En 1974, un essai pilote a été réalisé à Colombier – Robinson en Suisse (Mathey, 1975; Mathey, 1977) Il est constitué d'un doublet réalisé dans un aquifère libre de 10m d'épaisseur (2m de zone non saturée), d'une conductivité hydraulique de 10^{-2} à 10^{-3} m/s. La température initiale est de 11°C environ.

L'essai a porté sur une injection à $53\text{m}^3/\text{j}$ et à 51°C durant 9 jours (soit un volume de 494m^3 et une énergie de $8.3 \cdot 10^{10}\text{J}$). Une phase de repos de 4 mois a ensuite été observée avant un pompage à $584\text{m}^3/\text{j}$ durant 28 jours (soit 16370m^3). Le système montre de fortes cellules de convection naturelle.

Le soutirage d'un volume 33 fois supérieur au volume injecté permet de récupérer 40% de l'énergie, mais l'eau n'a qu'une température de 14°C en début de pompage et décroît rapidement à 12°C après 5 jours. On ne récupère que 7% de l'énergie injectée lorsque le débit soutiré égale le débit injecté.

Le taux de récupération serait nul dans ces deux cas avec une température limite d'utilisation de 30°C.

→ Le cas ' $h=10\text{m}$, $Q=50\text{m}^3/\text{j}$, $K_h=10^{-4}\text{m/s}$, $\kappa=1$ ' (figure 4.22) montre clairement qu'un stock tel que celui de Colombier comporte des cellules de convection naturelle. Une forte diminution de la température du stock devait également être attendue en raison du volume injecté restreint et de la longue phase de repos (§4.4.6).

5.2 Stock de l'Université d'Auburn, phase II

Description

Trois séries d'essais (phases) ont été réalisées de 1976 à 1983 à l'Université d'Auburn (Alabama, USA). La première phase est constituée d'une injection de 7570m^3 d'eau à 37°C durant 17 jours (Molz et al., 1978; Papadopoulos et Larson, 1978) et ne sera pas traitée ici en raison de la température d'injection proche de la limite d'utilisation que l'on s'est fixée et de la durée limitée de la phase de charge.

Le tableau 5.1 fournit les conditions d'exploitation des deux cycles qui constituent la phase II du stock d'Auburn (1^{er} cycle: Molz et al. (1979), 2^{ème} cycle: Molz et al. (1981)). 18 jours séparent les deux cycles.

	Phase II, 1 ^{er} cycle	Phase II, 2 ^{ème} cycle
Volume injecté	$54'800\text{m}^3$	$58'010\text{m}^3$
Gamme des débits d'injection	544 à 1'088 m^3/j	845 à 1'172 m^3/j
Durée de l'injection	79 jours	64 jours
Débit d'injection moyen	$693\text{m}^3/\text{j}$	$906\text{m}^3/\text{j}$
Gamme de température d'injection	45 – 67 °C	45 – 62°C
Température d'injection moyenne	59°C	58°C
Durée de la phase de repos	50.5 jours	84 jours
Volume soutiré	$55'300\text{m}^3$	$100'100\text{m}^3$
Débit de soutirage (constant)	$1'349\text{m}^3/\text{j}$	$1'191\text{m}^3/\text{j}$
Température de soutirage	55 – 33°C	54 – 27.5°C

Tableau 5.1: Conditions d'exploitation des deux cycles de la phase II.

Le système est constitué d'un doublet, mais le puits froid est situé dans un aquifère différent de celui où est constitué le stock. On peut donc l'assimiler aux systèmes à puits unique décrits dans cette étude.

Le toit de l'aquifère constituant le stock est situé à 40m de profondeur. Son épaisseur est de 21m, mais le puits n'est implémenté que sur les 9m supérieurs. Sa conductivité hydraulique horizontale est de $5 \cdot 10^{-5}$ m/s avec $\kappa=0.1$ (Tsang et al., 1981). La température initiale T_0 est de 20°C.

Performances

La figure 5.1 indique la température au puits en phase de décharge en fonction du volume soutiré (débit constant) pour les deux cycles de la phase II.

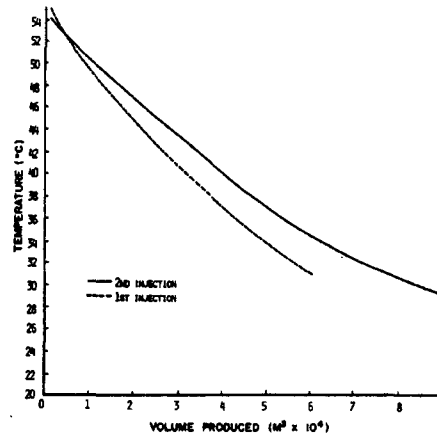


Figure 5.1: Température au puits en phase de décharge en fonction du volume soutiré (débit constant) pour les deux cycles de la phase II (Molz et al., 1981).

On récupère 66% de l'énergie injectée totale lors du premier cycle et 76% pour le second (Molz et al., 1981; Molz et al., 1979). Ce rendement est donc calculé avec une température de référence identique pour l'énergie injectée et l'énergie soutirée (température initiale de l'aquifère). Il correspond au taux de récupération (équation 4.14, § 4.1.2.3) avec une température limite d'utilisation T_{lim} de 15°C ($=T_0$).

Comparaison avec les problèmes du § 4.4

→ 1. Les couples ' $h=10m, Q=500m^3/j$ ', ' $h=10m, Q=1000m^3/j$ ', ' $h=25m, Q=500m^3/j$ ' et ' $h=25m, Q=1000m^3/j$ ' - tous avec $K_h=5 \cdot 10^{-4}m/s, \kappa=1$ ' (§4.4.4, figure 4.45) sont les plus proches des deux cycles d'Auburn en ce qui concerne les paramètres de l'aquifère et le débit d'injection.

→ 2. Les problèmes ' $h=25m, Q=100m^3/j$ ' et ' $h=50m, Q=1000m^3/j$ ', tous deux avec $K_h=10^{-4}m/s$ et $\kappa=1$ ont été étudiés avec des températures d'injection 60°C proche de celle du stock d'Auburn. La figure 4.36 donne les taux de récupération à $T_{lim} = 30°C$ et 15°C (§ 4.4.3).

→ 3. Le problème ' $h=25m, Q=500m^3/j, K_h=5 \cdot 10^{-4}m/s, \kappa=0.1$ ' est présenté au § 4.4.6 (cas C, figure 4.49) avec une injection de 120 jours et une phase de repos de 60 jours.

La première série de problèmes cités ci-dessus (point 1) permet de constater que la convection naturelle n'intervient pas avec les conditions géologiques et le débit d'injection d'un stock du type d'Auburn (phase II).

La deuxième série de problèmes possède des paramètres de conductivité hydraulique différents, mais les deux problèmes ne sont également pas soumis à la convection naturelle lorsqu'ils sont chargés à 60°C (figures 4.37 et 4.39). Leurs taux de récupération au premier cycle avec $T_{lim}=15°C$ sont de 58%, respectivement 64% (figure 4.36, $T=60°C$). Au deuxième cycle ils sont de 64 et 72%. En considérant que:

- la phase de repos ne diminue que faiblement l'énergie totale stockée dans l'aquifère (seuls les pertes par conduction dans les épontes entrent en jeu),
- l'aquifère -et les épontes- d'Auburn possèdent une température initiale de 20°C, ce qui diminue ces pertes par conduction par rapport à un aquifère à 15°C,

- l'énergie *totale* injectée croît linéairement avec la durée de charge (donc pas d'effet de longueur du cycle)
- à Auburn le débit de soutirage est multiplié par 2 (premier cycle) et 1.3 (deuxième cycle) par rapport au débit moyen d'injection, ce qui constitue des scénarios favorables (cf. figure 4.54 et conclusion 25),
- en phase de repos, le système ne rentre pas en convection naturelle (point 3 ci-dessus)

on peut alors estimer que les résultats des deux cycles d'Auburn sont concordants avec ceux décrits au § 4.4 et que les taux de récupération avec $T_{lim}=15^{\circ}C$ des simulations du §4.4.3 (figure 4.36) doivent approcher ceux du stock d'Auburn lorsque de telles conditions sont utilisées.

5.3 Stock d'Hokkaido Rehabily

Description

Le stock saisonnier d'Hokkaido Rehabily au Japon, dans la région de Sapporo, fonctionne depuis 1982. Il s'agit d'un système à trois puits. La chaleur provient de l'incinération de pneus usagés et est utilisée comme moyen de chauffage d'une blanchisserie.

Un puits est utilisé comme stock de chaleur. Il s'agit d'un aquifère sableux de 4m d'épaisseur, situé à une profondeur de 95m. Les épontes supérieures et inférieures, de plus de 20m d'épaisseur, sont composées d'argiles sableuses. Le tableau 5.2 fournit les paramètres de l'aquifère (Ochifuji et al., 1997).

Les deux autres puits sont utilisés comme source d'eau froide en été et utilisent l'eau d'autres aquifères, à 160 et 180m de profondeur. Il est considéré qu'il n'y a pas d'interaction hydraulique et thermique entre les puits (Ochifuji et al., 1997). On peut donc considérer le stock d'Hokkaido comme un système à puits unique.

Paramètres	
Epaisseur de l'aquifère h	4m
Conductivité K_h	$5 \cdot 10^{-5}$ m/s
Température initiale T_0	$13^{\circ}C$

Tableau 5.2: Paramètres d'aquifère du stock de Hokkaido Rehabily.

Les conditions d'exploitation sont assez variables entre chaque cycle (tableau 5.3)

La température d'injection est de 40 à $60^{\circ}C$ (moyenne $49^{\circ}C$). L'injection se fait à un débit moyen par cycle variant de 25 à $68m^3/j$, avec une moyenne de $48m^3/j$. Le soutirage est réalisé à un débit moyen par cycle légèrement inférieur ($45m^3/j$). Le flux hydraulique est régulièrement inversé, en phase de charge comme en décharge, afin de prévenir le colmatage des puits.

La durée d'injection est en général de 6 à 7 mois, il n'y a pas de phase de repos. Certains cycles (1991, 1993) ont des périodes de soutirage beaucoup plus longues, de 18 à 20 mois.

Performances

La température d'extraction en début de phase de décharge est de 40 à $45^{\circ}C$ en général ($32^{\circ}C$ pour des cycles à injection moyenne de 38 à $40^{\circ}C$). Elle est de 27 à $37^{\circ}C$ en fin de soutirage.

Le rendement de chaque cycle fournit par Ochifuji et al (1997) est calculé en divisant l'énergie récupérée par l'énergie injectée. Contrairement au calcul du taux de récupération utilisé aux § 4.2 et 4.4 (cf. §4.1.2.3, équation 4.14), ces valeurs se réfèrent toutes deux à la température naturelle de l'aquifère, soit $13^{\circ}C$.

Il varie en générale entre 40 et 54%.

Cycle	Durée [mois] injection / soutirage	Volume injecté [m ³]	Débit d'injection moyen [m ³ /j]	Volume soutiré [m ³]	Débit de soutirage moyen [m ³ /j]	Température moyenne d'injection [°C]	Température de soutirage [°C]	Rendement
1 (1982)	7	5300	25.2	300	1.4	60.0	41.2 – 24.5	0.317
	6	852	4.7	4200	23.3			
2 (1983)	5	3873	25.8	1605	10.7	63.0	44.4 – 30.4	0.389
	3	780	8.7	2340	26.0			
3 (1984)	9	15459	57.3	1550	5.7	38.7	32.8 – 26.9	0.436
	6	1492	8.3	10421	57.9			
4 (1985)	7	10538	50.2	1236	5.9	43.2	32.5 – 30.0	0.464
	4	693	5.8	8835	73.6			
5 (1986)	7	14402	68.6	1405	6.7	46.2	45.2 - 32.5	0.448
	6	475	2.6	6948	38.6			
6 (1987)	7	9061	432	631	3.0	46.8	42.4 - 37.2	0.458
	4	95	0.8	5344	44.5			
7 (1988)	7	9361	44.6	441	2.1	46.1	43.1 - 36.7	0.68
	5	273	1.82	5848	39.0			
8 (1989)	7	9166	43.65	283	1.4	46.1	31.0 - 27.0	0.463
	6	833	4.63	6888	38.3			
9 (1990)	7	5014	23.9	1793	8.5	54.8	46.0 - 37.0	0.529
	6	1912	10.6	10116	56.2			
10 (1991)	5	6462	43.1	2927	19.5	46	40	0.711
	20	13945	23.2	35202	58.7			

Tableau 5.3: Condition d'exploitation et rendements du stock d'Hokkaido. D'après (Ochifuji et al., 1997).

Comparaison avec les problèmes du § 4.4

→ Le problème ' $h=5\text{m}$, $Q=50\text{m}^3/\text{j}$, $K_h=10^{-4}\text{m/s}$, $\kappa=1'$ ' (problème de référence, cf. §4.4.4, figure 4.22) correspond bien aux paramètres géologiques et aux conditions d'exploitation du stock d'Hokkaido, si ce n'est que sa température d'injection est de 80°C .

Calculé avec une température limite d'utilisation de 15°C , son taux de récupération est de 40% au premier cycle (32% à Hokkaido, avec toutefois une température d'injection de 60°C et un débit de $25\text{m}^3/\text{j}$) et de 53% au 5^{ème} cycle. La figure 5.2 fournit les taux des 5 premiers cycles. L'annexe D donne les températures de restitution des deux premiers cycles.

On constate que ces taux sont supérieurs à ceux du stock d'Hokkaido si l'on excepte le 7^{ème} cycle. Les phases d'injection sont certes plus longues et les phases de décharges plus courtes à Hokkaido, mais la température injectée dans ce problème de référence est de 80°C et on peut craindre qu'une diminution de la température donne des résultats nettement inférieurs.

On a donc reconduit le problème avec une température de 50°C (avec une température initiale de 15°C on a la même différence de température qu'à Hokkaido: $48^\circ\text{C} - 13^\circ\text{C}$) afin de connaître la perte de rendement due à la diminution de la température d'injection. La figure 5.3 donne les températures de soutirage et la figure 5.4 les taux de récupération pour les 6 premiers cycles.

→ Le taux de récupération avec $T_{lim}=15^\circ\text{C}$ est de 49% au sixième cycle, ce qui constitue un résultat légèrement supérieur au rendement moyen du stock d'Hokkaido (environ 45%). Les températures au puits en fin de phase de charge sont un peu plus faibles: le débit de soutirage utilisé étant égal au débit d'injection, on soutire plus rapidement la chaleur. Cela explique peut-être également le rendement légèrement supérieur (cf. §4.4.7).

Avec une température limite d'utilisation de 30° , ce problème n'atteint qu'un taux de récupération de 10% au 6^{ème} cycle et ne serait donc guère intéressant.

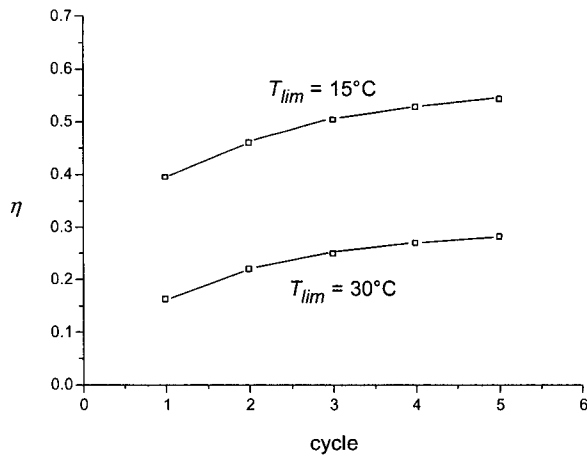


Figure 5.2: Taux de récupération pour le couple de référence 'h=5, Q=50m3/j' ($T_{in}=80^\circ\text{C}$, cf. §4.4.2)

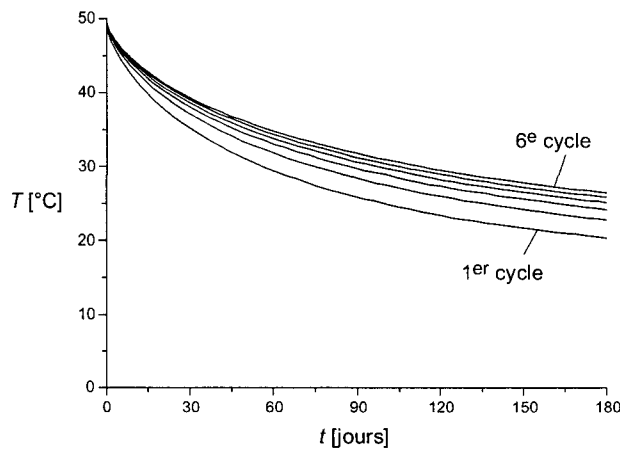


Figure 5.3: Température de soutirage pour le couple de référence 'h=5, Q=50m3/j' avec une température d'injection de 50°C .

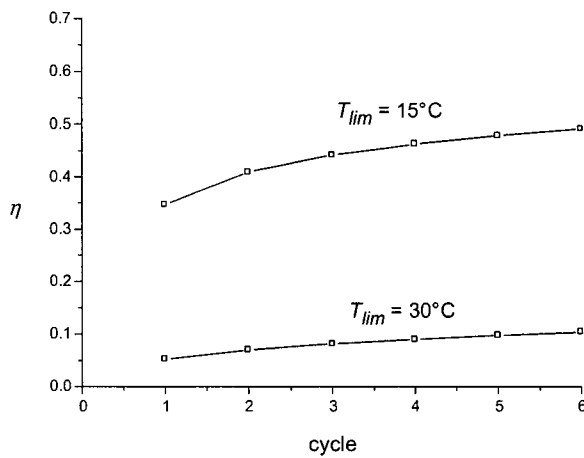


Figure 5.4: Taux de récupération pour le couple de référence 'h=5, Q=50m3/j' avec une température d'injection de 50°C .

5.4 Stock de l'Université d'Utrecht, Pays-Bas

Le stockage à haute température de l'Université d'Utrecht se compose d'un doublet implanté dans un aquifère sableux à 250m de profondeur environ, avec des épontes supérieures et inférieures argileuses. Le premier cycle a débuté en 1991. Le doublet est constitué d'un puits chaud, chargé en été et déchargé en hiver, et d'un puits froid. Celui-ci opère de façon inverse en chargeant et déchargeant le puits chaud (cf. §4.4.8). La distance entre les deux puits est de 60m. Le tableau 5.4 réunit les paramètres géologiques et les conditions d'exploitation prévues pour le quatrième cycle (Willemsen et van der Weiden, 1991; Willemsen, 1992; van Loon et Paul, 1991; van Loon et Paul, 1992; van de Weiden, 1994).

Paramètres	
Epaisseur de l'aquifère h	20m
Porosité de l'aquifère ϕ	0.35
Conductivité K_h	$4.5 \cdot 10^{-5}$ m/s
Température initiale T_0	15°C
Cond. d'exploitation	
Temp. limite d'utilisation T_{lim}	50°C
Température d'injection T_{in}	85-95°C
Volume injecté par cycle	100'000m ³
Débit de charge max.	2'400m ³ /j
Débit de charge moyen	550m ³ /j
Energie injectée	$2.1 \cdot 10^{13}$ J
Volume soutiré par cycle	130'000m ³
Débit de décharge max.	1200m ³ /j
Débit de décharge moyen	720m ³ /j
Température max. au puits froid	50°C

Tableau 5.4: Paramètres et conditions d'exploitation du stock d'Utrecht. Les débits de charge et décharge sont calculés avec des durées de 6 mois.

La figure 5.5 montre les températures calculées pour le quatrième cycle de charge (Willemsen, 1992).

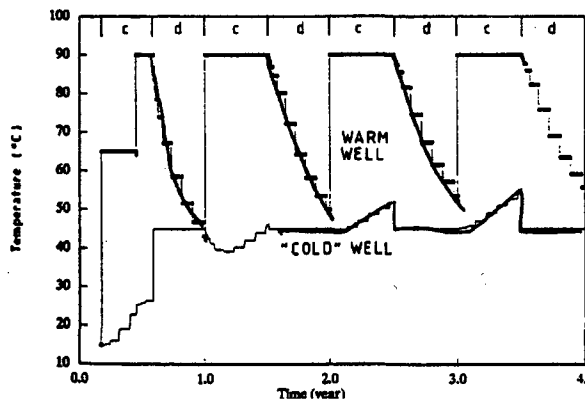


Figure 5.5: Températures calculées dans le puits chaud et le puits froid (Willemsen, 1992).

Ce cas est proche du problème de base utilisé au §4.4.8 ($h=25$ m, $Q=500$ m³/j, $K_h=10^{-4}$ m/s, $\kappa=0.1$). Les valeurs de dispersivité dans le modèle de Utrecht sont identiques à celles utilisées au chapitre 4. La température d'injection est toutefois supérieure de 10°C dans le puits chaud (90°C), comme dans le puits froid (40°C), alors que la température minimale d'utilisation est de 50°C.

La distance entre les puits de 60m, fait correspondre le cas de Utrecht à une situation intermédiaire entre les cas $d=50m$ (figure 4.62) et $d=70m$ (figure 4.63), sans écoulement naturel.

En raison des températures d'injection différentes, une comparaison sur les taux de récupération et les rendements n'est pas possible. On observe toutefois un comportement du stock d'Utrecht qui semble bien s'ajuster entre les résultats des figures 4.62 et 4.63.

5.5 SPEOS, Suisse

Le stock de SPEOS se situe dans un delta lacustre quaternaire, à proximité du lac Lemman, à Lausanne. La source d'énergie provient d'une usine d'incinération et la chaleur fournie en hiver par le stock est destinée au chauffage d'une halle de gymnastique du centre sportif universitaire de Dorigny. Son exploitation a débuté en 1982 et s'est terminée en 1993, principalement en raison du manque d'intérêt des propriétaires, des coûts relativement élevés d'exploitation et de problèmes récurrents de colmatage des échangeurs de chaleur.

Le stock est composé de deux niveaux de chacun six drains rayonnants horizontaux, d'une longueur de 25m. Le premier niveau se situe dans une couche de sables fins, d'une conductivité hydraulique horizontale d'environ $1.3 \cdot 10^{-4}$ m/s et épaisse de 11m. Il y règne un écoulement naturel (en direction du lac) dont la vitesse de Darcy est de 32m/an, soit une vitesse de pore de 100 à 160m/an pour des porosités de 0.3, respectivement 0.2. Le niveau inférieur se trouve également dans des sables fins, avec un écoulement naturel plus faible. Entre ces deux couches sableuses se trouve un niveau de limons argileux, parcouru de quelques lentilles sableuses, d'une épaisseur de 7m. Sa conductivité est de 10^{-6} m/s. (Saugy et al., 1989). La figure 5.6 montre une coupe schématique du stock.

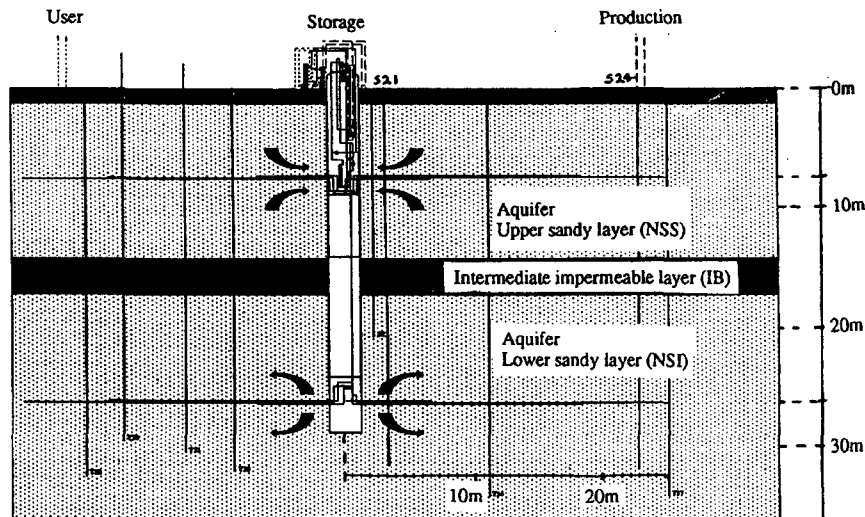


Figure 5.6: Coupe du stock de SPEOS (Saugy et Ward, 1994).

Lors des 3 premiers cycles d'exploitation (1982 à 1984), le stockage de chaleur s'est fait dans le niveau supérieur, l'ensemble inférieur de drains horizontaux servant alors de puits "froid". Toutefois après une année de mise en repos du stock, le système a été inversé et le stock de chaud a été constitué dans le niveau inférieur, afin de diminuer l'impact de l'écoulement naturel. La convection naturelle est restée faible même dans cette configuration où le chaud est en bas.

Le tableau 5.5 fournit les principales données d'exploitation du stock de SPEOS (Saugy, 1990; Saugy et Ward, 1994). La figure 5.7 montre les énergies injectées et soutirées sous forme de graphique.

Cycle		E_{in} [J] (*)	E_{out} [J] (*)	T_{in} moyen	T_{out} max [°C]	T_{out} min [°C]	Q_m [m ³ /j]	η (*)
1	1982-83	2.83 E+12	1.17 E+12	59	40.5	19	130	41.2
2	1983-84	4.71 E+12	1.96 E+12	69	52.2	19.7	130	41.6
3	1984-85	0.36 E+12	0	50	Pas de soutirage		200	0
4	1985-86	Repos						
5	1986-87	3.06 E+12	0.36 E+12	80	55	50	150	11.8
6	1987-88	3.60 E+12	2.62 E+12	75	60	30	200	72.8
7	1988-89	2.56 E+12	1.08 E+12	69	60	43	150	40
8	1989-90	2.08 E+12	0.59 E+12	60	57	40	150	28.4
9	1990-91	4.94 E+12	1.95 E+12	65	44	35	150	39.5
10	1991-92	2.75 E+12	2.20 E+12	75	53	50	200	79

Tableau 5.5: Condition d'exploitation du stock de SPEOS

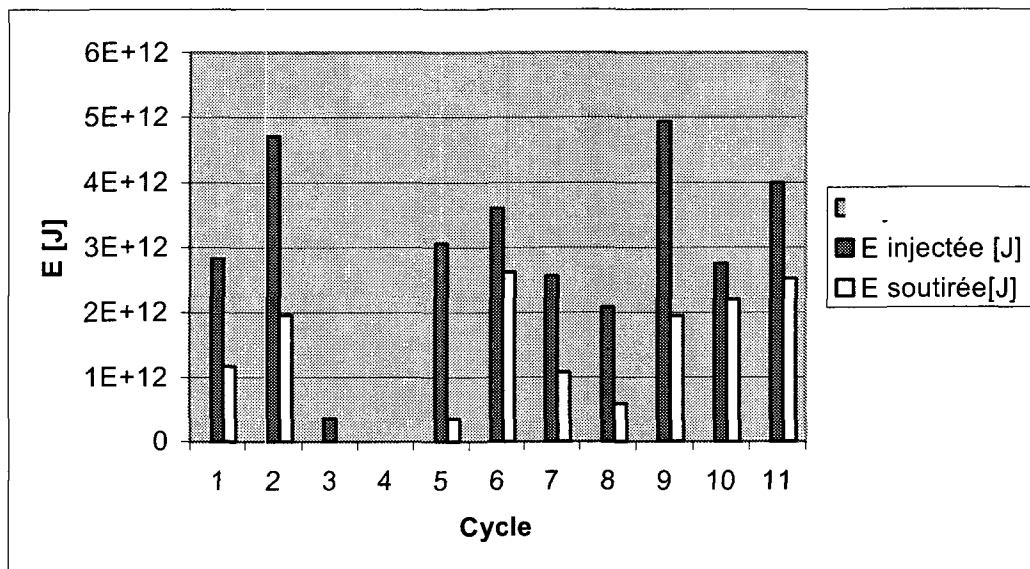


Figure 5.7: Energies injectées et soutirées du stock de SPEOS

Les énergies injectées et soutirées sont calculées par rapport à une température limite de 15°C (*, tableau 5.5). Il y a une phase de repos d'environ 40 jours entre l'injection et le soutirage.

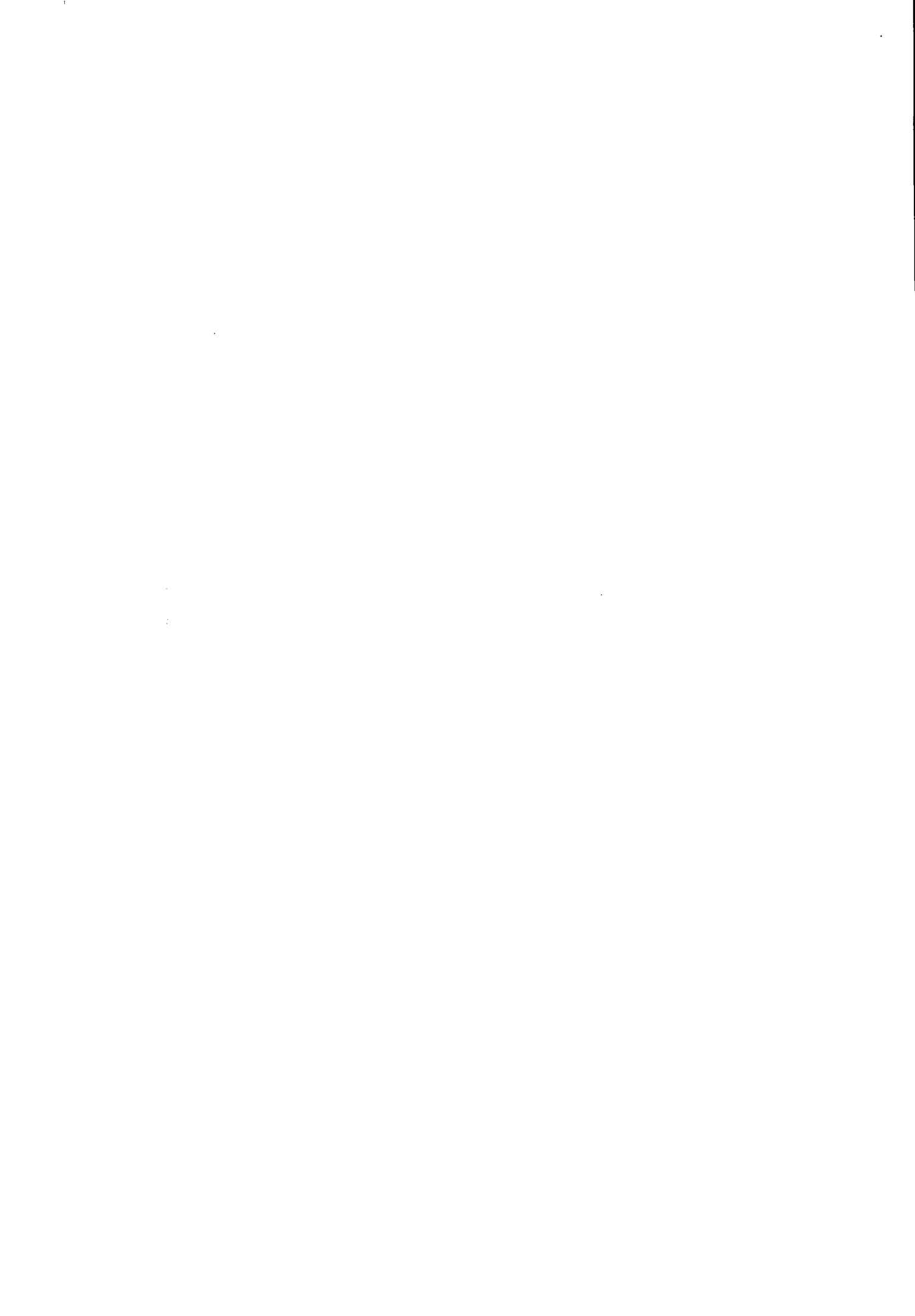
Une fois de plus, la comparaison n'est guère facile avec les modèles présentés au chapitre 4, en raison de la variabilité des conditions d'exploitations !

Toutefois, le stock de SPEOS ne connaît pas ou peu de convection naturelle et l'influence thermique du niveau des drains supérieurs sur le niveau inférieur (stock) est faible en raison d'une part de la formation limono-argileuse et d'autre part du fait que le puits froid se trouve en position supérieure. On peut donc se demander si le stock se comporte de façon sensiblement identique à un stock à puits unique vertical.

Si l'on se concentre sur les six derniers cycles de SPEOS, la température moyenne d'injection se situe aux alentours de 70°C, ce qui représente, avec une durée de la phase d'injection de 100 jours et un débit de 150m³/j, une injection d'environ 3.5E+12 J par cycle. Le taux de récupération moyen est de 45%. Ces valeurs varient toutes fortement entre chaque cycle.

Une simulation à puits unique vertical a été réalisée avec les paramètres ci-dessus et un aquifère de 15m d'épaisseur. Le taux de récupération au 5^{ème} cycle est de 40% avec une température limite de 15°C. Les températures soutirées vont de 62 à 35°C.

Ce résultat est quelque peu plus faible que le stock de SPEOS. Il s'ensuit que soit la géométrie à drain rayonnant apporte une amélioration sensible par rapport au puits vertical, soit la variabilité des conditions d'exploitation de SPEOS n'est pas exploitable pour une comparaison avec un problème aux conditions d'exploitation régulières.



Chapitre 6 Conclusions

6.1 Stock idéal: dimensionnement et fonctionnement

Les conditions d'exploitation contrôlent de manière directe les performances d'un stock de chaleur en aquifère en terme de température de soutirage et de taux de récupération. Autrement dit, à un type "d'input" correspond un type spécifique de réponse en volume d'eau et température.

Les paramètres géologiques ont un rôle indirect, dans le sens où ils permettent d'optimiser cette réponse, dans une gamme nettement plus restreinte que les conditions d'exploitation, sauf lorsqu'ils entraînent la formation de cellules de convection naturelle et, dans une moindre mesure, des pertes par conduction excessives.

On traitera donc dans un premier temps des conditions d'exploitation, en considérant les paramètres géologiques optimaux, puis l'on définira ces paramètres.

6.1.1 Conditions d'exploitation

La température limite d'utilisation (§ 4.1.2.3) est une condition d'exploitation particulière, qui ne conditionne pas la réponse du stock en terme de température et de débits restitués. Elle est par contre un facteur essentiel du taux de récupération (équation 4.14), c'est à dire de l'énergie utilisable fournie par le stock. C'est pourquoi de nombreux auteurs calculent le rendement en utilisant l'énergie totale soutirée, en fonction de la température initiale de l'aquifère ou de l'eau injectée. Cela apporte souvent quelques confusions sur les performances d'un stock. Ainsi, le cas d'Hokkaido, par exemple (§ 5.3), ne possède un taux de récupération que de l'ordre de 10% avec une température limite de 30°C. L'annexe D fournit les courbes de restitution de température pour les problèmes de référence; d'autres figures (figures 4.40, 4.51, 4.56, 5.3) montrent également ces courbes pour divers problèmes. Elles permettent d'apprécier les taux de récupération pour d'autres températures limites.

Le problème est alors de définir un critère de performance pour juger un stock. Il peut être basé sur la quantité d'énergie utilisable, le taux de récupération, le rendement ainsi que la température fournie en phase de décharge.

Performance en fonction de l'énergie utilisable

On a vu au §4.2 que la relation entre l'énergie utilisable et l'énergie injectée est pratiquement linéaire pour les systèmes à nombre de Péclet élevé (Conclusion 8, figure 4.15).

La figure 6.1 montre cette relation pour les systèmes de référence en modèle couplé (on a utilisé la figure 4.35 pour la définir, avec le taux de récupération maximal). On constate qu'elle est à nouveau plus ou moins linéaire dès $5 \cdot 10^{13}$ J injectées environ, soit $180'000\text{m}^3$ à 80°C durant 180 jours. Pour les plus petites énergies, la fonction est concave.

Dans cet exemple, l'accroissement de l'énergie injectée se fait par augmentation du débit. Les figures 4.68 et 4.71 montrent qu'en général une élévation de température accroît davantage le taux de récupération, donc l'énergie utilisable. La figure 4.68 montre également que c'est pour certains petits stocks (en terme d'énergie injectée) que l'augmentation du débit d'injection peut être préférable. Ce phénomène est certainement dû à la forme concave de la fonction de la figure 6.1 pour les petits systèmes, qui augmentent rapidement leur taux de récupération avec l'élévation du débit d'injection (figures 4.10, 4.11 et 4.35).

→ D'une façon générale, on doit privilégier un *volume* d'injection minimal, afin de permettre au stock de fonctionner avec un taux de récupération suffisant (disons entre 20'000 et 60'000m³ pour une température d'injection de 80°C). A partir de là, la quantité d'énergie utilisable fournie par le stock sera sensiblement linéaire avec l'énergie injectée et on préférera les grandes températures.

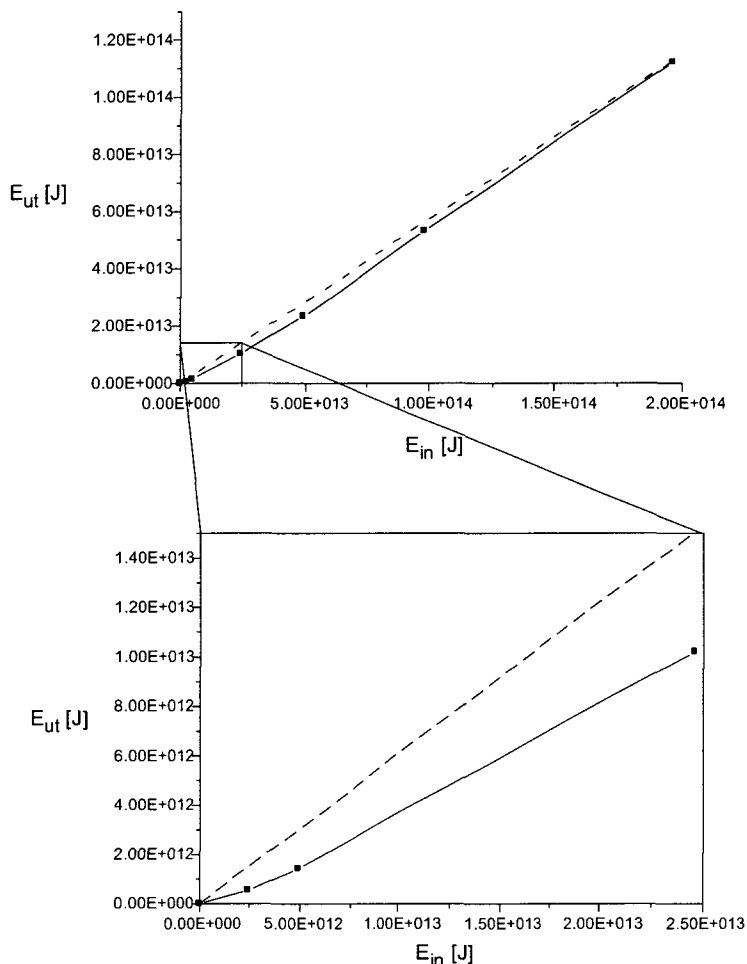


Figure 6.1: Energie utilisable (E_{ut}) en fonction de l'énergie injectée (E_{in}), $T_{lim} = 30^{\circ}\text{C}$, problèmes de référence (§4.4.2). La droite en pointillé relie le point d'origine au point d'énergie injectée maximale.

Performances en fonction du taux de récupération

Le taux de récupération répond de manière beaucoup plus sensible au débit d'injection que l'énergie utilisable, lorsque ce débit est inférieur à environ $1000\text{m}^3/\text{j}$. Il est par contre ensuite relativement constant (figure 4.10, 4.11 et 4.35) et ne pourra plus être accru que par une élévation de la température d'injection.

Un taux de récupération de 40% est atteint avec un débit de $500\text{m}^3/\text{j}$ à 80°C (paramètre d'aquifère optimaux, cf. tableau 4.17), de $1000\text{m}^3/\text{j}$ à 60°C (figure 4.36) et d'environ 70 à $100\text{m}^3/\text{j}$ à 120°C (ce dernier cas est estimé avec les résultats de la figure 4.36, couple ' $h=5 - Q=50\text{m}^3/\text{j}$ '). Une optimisation de la distance entre les puits permet d'ajuster un certain rendement (donc un dimensionnement de la source d'énergie) avec un certain taux de récupération (donc un utilisateur).

Comme pour le débit, l'élévation de la température n'est efficace sur le taux de récupération que jusqu'à un certain point (cf. figure 4.70). Ce phénomène n'est pas en relation avec l'apparition de cellules de convection naturelle.

Performances en fonction de la température de soutirage

L'élévation de la température d'injection permet bien entendu d'accroître la température de soutirage. Cet accroissement est sensiblement linéaire (cf. figure 4.40, couple ' $h=50\text{m} - Q=1000\text{m}^3/\text{j}$ ', sans convection naturelle).

En outre, le débit d'injection contrôle la forme des courbes de restitution (toujours également pour des cas sans convection naturelle). L'annexe D montre que les températures décroissent très rapidement pour les stocks à faible débit.

6.1.2 Paramètres géologiques

Les paramètres de l'aquifère permettent de contrôler l'apparition de cellules de convection naturelle et la forme du stock, en fonction des conditions d'exploitation. On a traité au § 4.5.3 de leurs effets sur ces deux phénomènes physiques.

Il y a deux façons d'aborder le problème des conditions géologiques: soit l'aquifère est donné et il s'agit de trouver les conditions d'exploitation optimales, ou pour le moins minimales, soit on dispose de toutes ou en parties des conditions d'exploitation (par exemple la température d'injection ou de décharge, l'énergie utilisable) et on doit rechercher le meilleur aquifère possible.

Les paramètres d'aquifères idéaux constituent ceux où la convection naturelle est absente (condition pratiquement indispensable) et où les pertes par conduction thermiques sont minimales.

La figure 4.33 fournit l'épaisseur optimale de l'aquifère en fonction du débit de charge pour les paramètres $K_h=10^{-4}$ m/s, $k=1$ et une injection à 80°C. Les tableaux 4.16 et 4.17 montrent que cette épaisseur optimale s'accroît lorsque K_h et κ diminuent. Cette diminution ayant pour effet de contrer dans certains cas l'apparition de cellules de convection naturelle, les stocks peuvent prendre une forme plus allongée dans le sens vertical et diminuer les pertes par conduction dans les épontes. La forme la plus optimale reste toutefois une forme compacte (rapport surface / volume réduit) qui minimise les pertes par conduction (dans les épontes et dans l'aquifère) (conclusion 17 et 18). Les pertes par conduction dans les épontes étant moins importantes que celles par cellules de convection naturelle, une épaisseur trop faible est nettement moins défavorable qu'une épaisseur trop grande.

En outre, la diminution des paramètres K_h et k entraîne toujours une augmentation des taux de récupération (conclusion 16).

L'accroissement de la température peut causer l'apparition de cellules de convection naturelle (exemple: figure 4.37). Un abaissement des paramètres h , K_h et k ou un accroissement du débit d'injection devra être recherché.

→ D'une façon générale, un aquifère de 5 à 50m d'épaisseur doit être préconisé, avec une conductivité hydraulique inférieure ou égale à 10^{-4} m/s (éventuellement 10^{-3} m/s dans les stocks à faible épaisseur et/ou grand débit d'injection, avec alors des pertes conductives par les épontes accrues).

6.2 Cibles géologiques possibles en suisse

Avertissement: Les coupes tirées de l'Atlas Hydrologique de la Suisse et illustrant des conditions géologiques réelles ne servent qu'à illustrer le type de formations recherchées. Elles ne sont en aucun cas spécifiquement des sites de cibles potentielles.

D'une façon générale, il n'y a pas de formations géologiques particulièrement bien établies pour le stockage de chaleur en aquifère en Suisse. La recherche d'une cible potentielle doit se faire en utilisant les possibilités régionales. On établit ici la liste des formations présentant des critères généraux qui peuvent convenir à de tels systèmes.

6.2.1 Remplissages alluviaux de vallées glaciaires

Les alluvions fluviales sont des sédiments déposés dans les plaines par les rivières et les fleuves après le retrait glaciaire. Les déplacements continuels de la position du lit entraîne une sédimentation très changeante dans le détail. On observe fréquemment une diminution des perméabilités depuis la base de ce genre de formation vers le haut, correspondant à la position du glacier se retirant au fur et à mesure du remplissage. Des sédiments lacustres fins constituent parfois la base de ces formations.

Les alluvions fluviales montrent une gamme étendue de structures sédimentaires. Les couches sont globalement plus ou moins horizontales, mais elles sont souvent discontinues sous forme de chenaux d'écoulement érodés (lentilles). La vitesse des écoulements naturels est variable et peut être assez élevée.

→ Les parties les moins perméables (10^{-4} à 10^{-5} m/s) situées aux niveaux les plus bas des formations alluviales constituent une cible potentielle pour le stockage de chaleur en aquifère. Le contraste de conductivité varie de 0.5 à 0.01 et les épaisseurs de 5 à 40m environ. Les niveaux supérieurs sont généralement plus perméables (10^{-3} à 10^{-4} m/s) et réservés à l'exploitation d'eau potable (lorsqu'ils ne sont pas contaminés par l'agriculture). Ce type de formation représentant un milieu de dépôt et de sédimentation changeant dans l'espace et le temps, des formations moins perméables (par exemples limons se déposant lors de crues ou avancées du glacier) peuvent confiner certaines zone. Le bassin de la Broye en est un exemple (Parriaux (1981)).

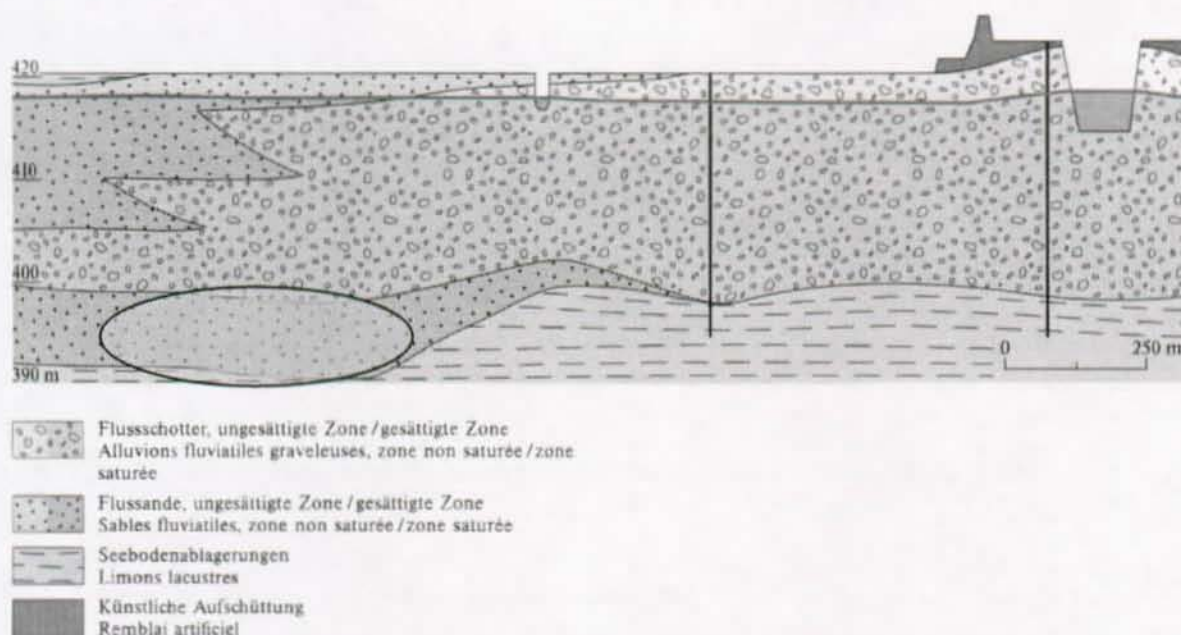


Figure 6.2: Coupe géologique (Oberriet) d'une formation de remplissage alluviale de vallée (Dematteis et al., 1997)

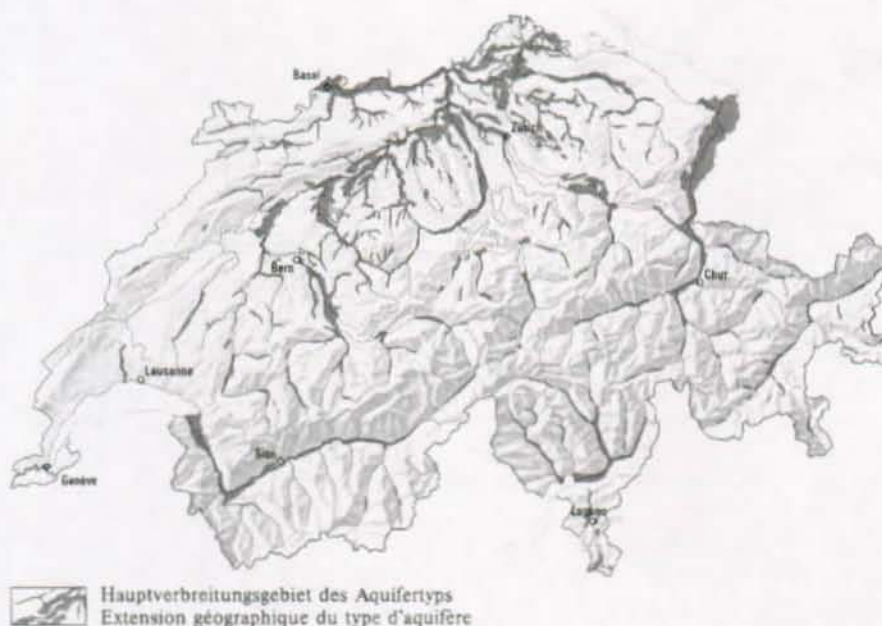


Figure 6.3: Extension géographique des aquifères fluviaux récents (Dematteis et al., 1997).

La **Figure 6.2** montre une coupe géologique d'une formation de remplissage alluviale de vallée. La zone proposée pour le stockage de chaleur (entourée d'un ovale) n'est ici pas confinée. La **Figure 6.3** montre l'extension géographique en Suisse.

Le stock de Saillon IMW solaire en Valais, près de Sion (Suisse) est situé dans un aquifère formés d'alluvions fluviales (Hadorn et Saugy, 1994).

6.2.2 Dépôts fluvioglaciers

Ce sont des terrains semblables aux alluvions fluviales mais occupant d'anciennes vallées périglaciaires. Les processus alluviaux y fonctionnent de façon semblable, la différence provenant du fait que le matériel transporté est immature car il provient de moraines proches.

Les dépôts fluvioglaciers ont généralement la forme d'une plaine alluviale prise entre deux versants. Les gisements sont souvent recouverts de moraine et les eaux sont ainsi confinées et stockées en profondeur. Elles présentent souvent une minéralisation élevée.

Les conductivités hydrauliques varient de 10^{-3} à 10^{-5} m/s, avec une anisotropie de 0.5 à 0.01. Les épaisseurs sont de l'ordre de 5 à 20m. La vitesse des écoulements naturels est variable et peut être assez élevée.

→ Les dépôts fluvioglaciers peuvent constituer une cible pour un stock de chaleur si leur conductivité hydraulique et les vitesses des écoulements souterrains ne sont pas trop élevés.

La **Figure 6.4** fournit une coupe géologique d'un dépôt fluvioglacier. Un stock serait toutefois peu approprié dans cet exemple, en raison de la faible épaisseur et de l'écoulement naturel élevé. La **Figure 6.5** montre l'extension géographique en Suisse.

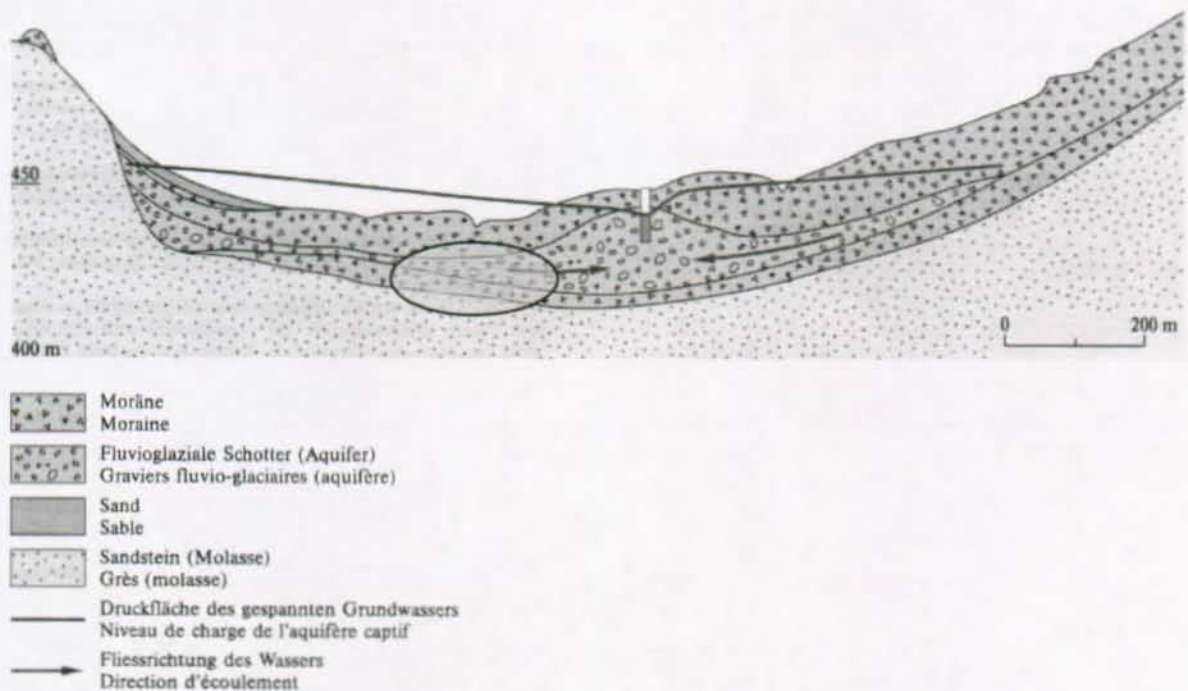


Figure 6.4: Coupe géologique (Urdorf) d'un dépôt fluvioglacier (Dematteis et al., 1997).



Figure 6.5: Extension géographique des dépôts fluvio-glaciaires (Dematteis et al., 1997).

6.2.3 Cônes alluviaux

Les cônes alluviaux sont produits par un affluent lorsqu'il débouche d'une vallée sur une plaine alluviale. La rapide diminution de vitesse qu'il subit du fait la réduction de pente provoque une accumulation de matériaux en forme d'éventail. En raison du régime d'accumulation discontinu et du remplissage naturel de la plaine alluviale, les dépôts des cônes alluviaux et des alluvions fluviales sont souvent imbriqués les uns dans les autres (Figure 6.6).

Les matériaux sont très hétérogènes du fait de la nature de l'accumulation. Les conductivités hydrauliques se situent entre 10^{-3} et 10^{-5} m/s et il n'y a pas d'anisotropie marquée. Dans les parties profondes, les eaux s'accumulent dans les zones les plus perméables.

→ Certaines parties des formations de cônes alluviaux imbriquées dans des alluvions fluviales moins perméables peuvent constituer une potentialité pour le stockage de chaleur. Les avantages sont les faibles écoulements naturels et le confinement. Ces zones sont toutefois souvent fortement minéralisées et comportent parfois passablement de particules fines qui peuvent provoquer des problèmes de colmatage. La Figure 6.6 présente une vue d'un dépôt de cône alluvial type.

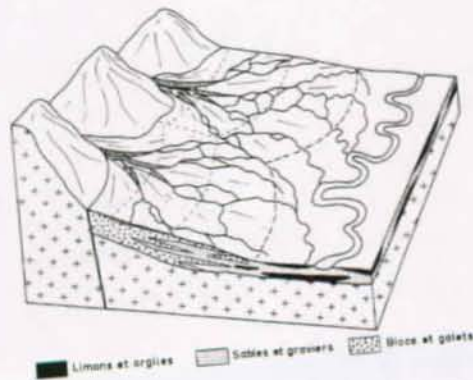


Figure 6.6: Dépôt de cône alluvial type (Campy et Macaire, 1989).

6.3 Potentiel de développement

Le stockage saisonnier de chaleur en aquifère constitue une solution encourageante de substitution aux techniques émettrices de gaz à effet de serre et d'économie de ressources non-renouvelables. Elle doit conduire à une utilisation plus effective des ressources énergétiques compatibles avec l'environnement à long terme. Elle est en outre, avec les autres types de stockages de chaleur saisonniers (stockages conductifs, en cuves, etc. ...), le seul moyen d'utiliser l'énergie solaire de façon rationnelle. Elle est toutefois encore en partie dépendante de la conjoncture économique et de la notion d'impôt écologique sur l'énergie (du moins pour le lancement de nouveaux projets). Elle requiert également des moyens, tant techniques, scientifiques que financiers, importants. Son développement doit ainsi satisfaire à certaines conditions importantes.

Une taille minimale qui réserve le stockage de chaleur en aquifère aux groupements d'habitations ou aux grands bâtiments

Les futurs stocks devront avant tout satisfaire à une taille minimale (un volume d'injection d'au moins 150m³/j durant 5 à 6 mois est nécessaire) qui réserve l'utilisation de cette technique pour le chauffage de quartiers d'habitation ou de grands bâtiments (par exemple: grands immeubles locatifs, bureaux, hôpitaux, aéroports, centres commerciaux...).

La température optimale nécessite la résolution des problèmes de chimie

Idealement, la température d'injection devrait être portée à 60 – 80°C ou plus. Les réactions chimiques deviennent importantes au sein de l'aquifère dès 60°C environ (colmatage des drains et des échangeurs de chaleur en raison de la dissolution/précipitation de carbonates, de la décomposition de matière organique, du développement de bactéries thermophiles, etc. ...). Il devient alors indispensable de maîtriser ces problèmes. L'utilisation de modèles géochimiques permet de prévoir dans une certaine mesure le comportement chimique de l'aquifère (p.ex. Willemsen, 1992) et d'envisager des solutions (p. ex. injection de sels, extraction de CO₂, injection d'acide, détartrage des échangeurs magnétique ou par microbille, etc. ...). L'expérience provenant des sites déjà réalisés et des recherches effectuées dans ce domaine, notamment par l'IEA (International Energy Agency – Annex 6) constitue en outre une base de donnée importante.

Une solution si les conditions d'exploitations minimales ne sont pas réunies: utilisation de pompes à chaleur

Si un volume minimum ne peut pas être assuré (p. ex. par une source d'énergie insuffisante ou un aquifère inapproprié) ou qu'une température supérieure à 60°C crée trop de problèmes de colmatage, le stockage à basse température avec utilisation de pompes à chaleur semble la solution la plus efficace. Toutefois le problème change alors radicalement de contexte et les règles de dimensionnement d'un tel stock sont totalement différentes. Le stockage de froid, tel qu'il est réalisé par exemple aux Pays-Bas (Snijders, 2000) ou en Suède (Andersson, 2000) constitue également un procédé qui évite ces problèmes, mais l'utilisation du stock n'est bien sur plus la même (refroidissement de locaux en été). Celui-ci fait également l'objet d'un projet de recherche et de développement de l'IEA (Annex 14 – <http://cevre.cu.edu.tr/annex14/>).

Réalisation de nouveaux stocks

Bien que les conditions d'exploitation optimales d'un stockage de chaleur en aquifère soient fortement liées aux conditions géologiques, le couple aquifère optimal / utilisateur (ou le triplet source / aquifère / utilisateur) ne se rencontre pas toujours dans un même lieu géographique. La réalisation de nouveaux stocks doit ainsi passer par l'incitation conjointe à la recherche de sources d'énergie, d'aquifères et d'utilisateurs potentiels:

- En cas de source *solaire*, il est nécessaire de disposer de capteurs thermiques capables de délivrer les températures importantes attendues, avec des performances élevées et un coût faible.
- La recherche de sources *industrielles* de chaleur déjà existantes (centrale thermiques, usines d'incinération, usines de production) en vue de leur exploitation comme source d'un stock saisonnier doit se faire en gardant à l'esprit que les transformations nécessaires peuvent être très coûteuses (le coût est nettement plus faible pour de nouvelles installations). Le stockage permet toutefois d'optimiser de façon importante la vente de l'énergie thermique en fonction de la demande (vente au meilleur prix).

- Comme il n'existe pas en Suisse de *cibles géologiques* types bien définies pour le stockage de chaleur en aquifère, la prospection doit se faire en exploitant au mieux les possibilités régionales. Bien que beaucoup d'aquifères de grandes tailles soient réservés à l'alimentation en eau potable, il faut envisager leur utilisation comme stockage de chaleur dans certain cas, lorsque cela ne crée pas de problèmes de gestion et de disponibilité d'eau potable.

- En raison des problèmes de taille minimale, il est également important que les *utilisateurs* soient regroupés et les réseaux de distribution de chaleur à distance développés. Une optimisation de l'utilisation de la chaleur doit également être effectuée (système de chauffage à basse température, isolation performante, gains passifs maximums).

Apport de la modélisation

Les coûts de réalisation d'un stockage saisonnier de chaleur en aquifère sont essentiellement constitués de l'implémentation du système de production de chaleur (les prospections géologiques et les travaux de forage n'en constituent qu'une faible part). La modélisation numérique préalable du système thermo-hydraulique d'un futur stock permet ainsi de fortement limiter ces frais en optimisant les conditions d'exploitation.

Bibliographie

- Andersson, O., Hellström, G., et Nordell, B. (2000). Recent UTES development in Sweden. In "8th International Conference on Thermal Energy Storage, Terrastock 2000." (Hahne, E. W. P. et Benner, M., Ed.), pp. 75-80, Stuttgart, Allemagne.
- Atkins, P. W. (1999). "Physical chemistry." Oxford University Press, Oxford.
- Ausseau, J. Y., Iris, P., de, M. G., et Sauty, J. P. (1984). Pompe à chaleur sur doublet de forages; maintien du potentiel thermique des nappes et stockage d'eau chaude. *Hydrogéologie, Géologie de l'Ingénieur* **2**, 133-143.
- Bejan, A. (1983). The boundary layer regime in a porous layer with uniform heat flux from the side. *Int. J. Heat Mass Transfer* **26**, 1339-1346.
- Birch, F., et Clark, H. (1940). The thermal conductivity of rocks and its dependence upon temperature and composition. *American Journal of Science* **238**, 529-558.
- Burger, A., Recordon, E., Bovet, D., Cotton, L., et Saugy, B. (1985). "Thermique des nappes souterraines." Presses polytechniques romandes, Lausanne, Switzerland.
- Campy, M., et Macaire, J. (1989). "Géologie des formations superficielles." Masson, Paris.
- Carslaw, H. S. (1959). "Conduction of heat in solids." Oxford University Press, Oxford.
- Chen, C. S., et Reddelli, D. L. (1983). Temperature distribution around a well during thermal injection and a graphical technique for evaluating aquifer thermal properties. *Water Resources Research* **19**, 351-363.
- Clouet d'Orval, M., et Ledoux, E. (1975). Détermination in situ des paramètres du transfert de la chaleur dans les aquifères en écoulement monophasique. *Bulletin du BRGM (2), section III*, 7-18.
- Davis, S. N. (1969). Porosity and permeability of natural materials. In "Flow through porous media." (R. J. M. d. Wiest, Ed.), pp. 54-89. New York, New York.
- de Marsily, G. (1978). Peut-on stocker de l'énergie dans le sol ? *Annales des Mines* **4**, 11-24.
- de Marsily, G. (1981). "Hydrogéologie quantitative." Masson, Paris.
- Dematteis, A., Hesske, S., Parriaux, A., et Tacher, L. (1997). Principaux types d'aquifères. In "Atlas Hydrologique de la Suisse.", pp. 8.4. Service hydrologique et géologique national.
- Diersch, H. J. (1993a). Computational aspects in developing an interactive 3D groundwater transport simulator using FEM and GIS. In "Intern. Conf. on Groundwater Quality Management (GQM 93).", pp. 313-326. IAHS Publication, Tallinn, Estonia.
- Diersch, H. J. (1993b). GIS-based groundwater flow and contaminant transport modeling- the simulation system FEFLOW. In "Praxis der Umweltinformatik." (F. Ossing, Ed.), pp. 187-208. Metropolis Verlag, Marburg.
- Diersch, H. J. (1996). Interactive, graphics-based finite element simulation system FEFLOW for modeling groundwaterflow, contaminant mass and heat transport processes. WASY Ltd, Berlin.
- Diersch, H. J. (1998a). About the difference between the convective form and the divergence form of the transport equation. *Feflow white papers*, 10.
- Diersch, H. J. (1998b). "FEFLOW - Reference Manual." WASY GmbH, Berlin.

- Doughty, C., Hellstroem, G., Tsang, C. F., et Claesson, J. (1982). A dimensionless parameter approach to the thermal behavior of an aquifer thermal energy storage system. *Water Resources Research* **18**, 571-587.
- Dullien, F. A. L. (1992). "Porous media: fluid transport and pore structure." Academic Press, San Diego [etc.].
- Fried, J. J., et Combarous, M. A. (1971). Dispersion in porous media. In "Advances in hydroscience.", pp. 169-282. Academic Press, New-York.
- Green, D. W. (1963). "Heat transfer with flowing fluid through porous media." Unpublished Ph.D. Thesis thesis, University of Oklahoma.
- Grima, M. (1984). "Modélisation des bilans thermiques des aquifères à surface libre. Influence de la zone non saturée et étude des panaches de rejet de pompe à chaleur." Unpublished Thèse thesis, Université Scientifique et Médicale - Institut National Polytechnique de Grenoble.
- Hadorn, J.-C., et Saugy, B. (1994). U-SIERRE and SAILLON 1MW solar: Seasonal storage of solar energy in aquifers. In "6th International Conference on Thermal Energy Storage, Calorstock '94." (M. T. K. a. P. D. Lund, Ed.), pp. 657-664. Helsinki University of Technology, Finland, Espoo, Finland.
- Hadorn, J.-C. (1988). "Guide du stockage saisonnier de chaleur". SIA, Société Suisse des Ingénieurs et Architectes, Documentation D 028, 230p.
- Hellström, G., Tsang, C. F., et Claesson, J. (1979). Heat storage in aquifers. Buoyancy flow and thermal stratification problems. Lund Institute of Technology, Department of Mathematical Physics, Lund.
- Hoyer, M., Hallgren, J., Eisenreich, S., et Sterling, R. (1994a). Field-test results of aquifer thermal energy storage at St. Paul, Minnesota. *Journal of Energy Engineering* **120**, 67-85.
- Hoyer, M. C., Eisenreich, S. J., Almendinger, J. E., Perlinger, J. A., et Walton, M. (1991a). University of Minnesota Aquifer Thermal Energy Storage (ATES) Proj. Rep. on the first long-term cycle: PNL-7817. Prepared by Minnesota Geological Survey, St. Paul, Minn., for Pacific Northwest Lab., Richland, Wash.
- Hoyer, M. C., Eisenreich, S. J., Hallgren, J. P., Lauer, J. L., Splettstoesser, J. F., et Walton, M. (1991b). University of Minnesota Aquifer Thermal Energy Storage (ATES) Proj. Rep. on the second long-term cycle: PNL-7917. Prepared by Minnesota Geological Survey, St. Paul, Minn., for Pacific Northwest Lab., Richland, Wash.
- Hoyer, M. C., Hallgren, J. P., Uebel, M. H., Delin, G. N., Eisenreich, S. J., et Sterling, R. L. (1994b). University of Minnesota Aquifer Thermal Energy Storage (ATES) Proj. Rep. on the third long-term cycle. Prepared by Minnesota Geological Survey, St. Paul, Minn., for Pacific Northwest Lab., Richland, Wash.
- Hoyer, M. C., Walton, M., Kanivetsky, R., et Holm, T. R. (1985). Short-term aquifer thermal energy storage (ATES) test cycles, St-Paul, Minnesota, USA. In "3rd International Conference on Energy Storage for Building Heating and Cooling, Enerstock' 85.", pp. 75-79. Public Works Canada, Toronto.
- Huyakorn, P. S., et Pinder, G. F. (1983). "Computational methods in subsurface flow." Academic Press, New York.
- Iris, P., Viennot, P., Ausseur, J. Y., et Sauty, J. P. (1985). Heat storage and heat pump on aquifer: two case studies. In "3rd International Conference on Energy Storage for Building Heating and Cooling, Enerstock' 85.", pp. 85-89. Public Works Canada, Toronto.
- Kappelmeyer, O., et Haenel, R. (1974). "Geothermics with special reference to application." Borntraeger, Berlin, 238p.
- Kell, G. S. (1967). Volume properties of ordinary water. *Journal of Chemical and Engineering Data* **12**, 67-68.

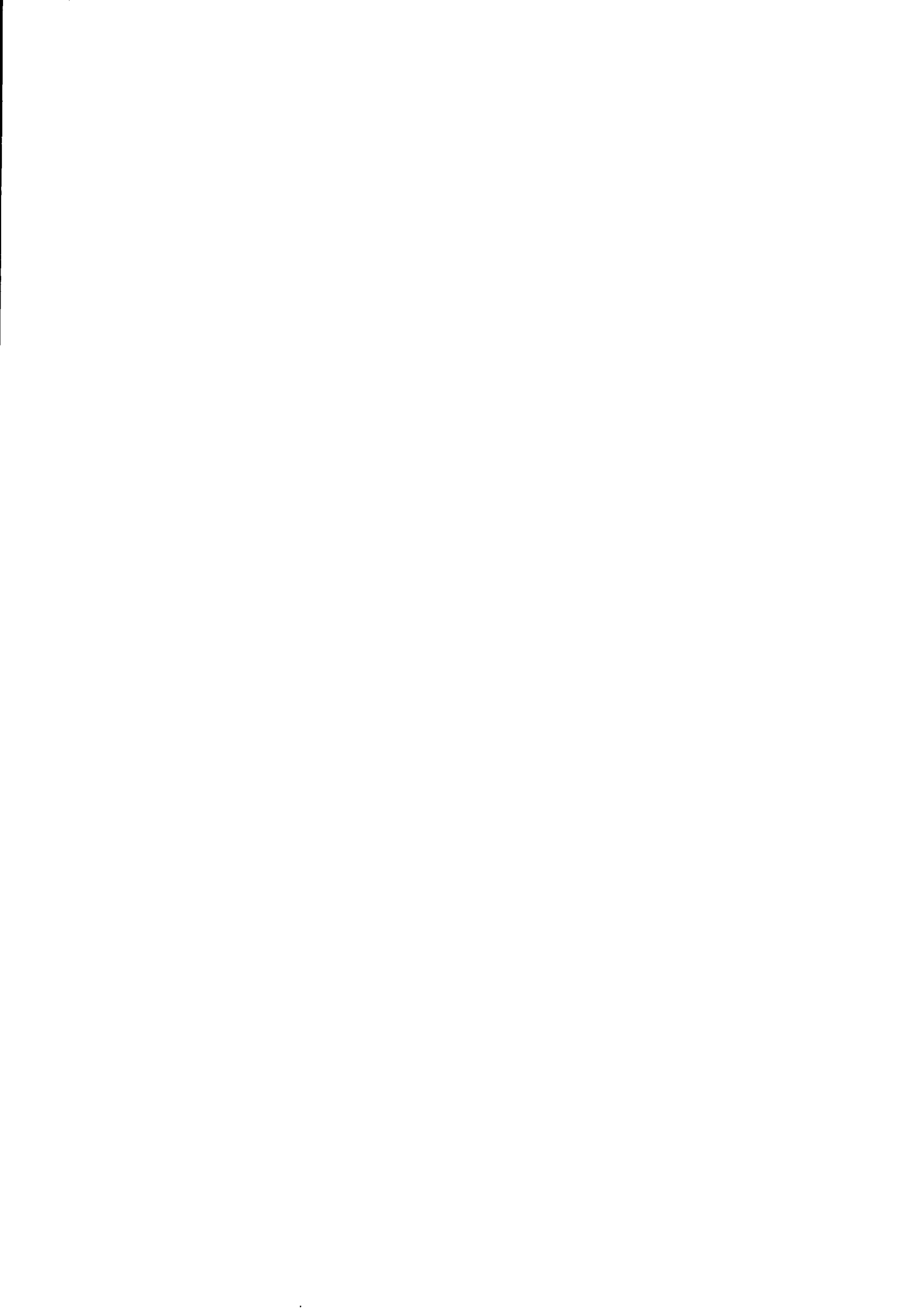
- Lauwerier, H. A. (1955). The transport of heat in an oil layer caused by the injection of hot fluid. *Appl. sci. Res.* **5**, 145150.
- Ledoux. (1978). Etude expérimentale d'un doublet hydrothermique: interprétation des expériences 'puits unique'. BRGM - Ecole des mines de Paris, Paris.
- Mathey, B. (1975). Recharge thermique d'une nappe phréatique - Etude expérimentale. IEAE, EPFL; CHYN, EPFL; LMS, EPFL; Groupe d'étude sur le comportement thermique des nappes souterraines.
- Mathey, B. (1977). Development and resorption of a thermal disturbance in a phreatic aquifer with natural convection. *Journal of Hydrology* **34**, 315-333.
- Mercer, J. W., et Pinder, G. F. (1974). Finite element analysis of hydrothermal systems. In "Finite element methods in flow problems." (J. T. Oden, Ed.), pp. 401-414. University of Alabama Press, Swansea.
- Miller, R. T., et Delin, G. N. (1993). Field observations, preliminary model analysis, and aquifer thermal efficiency, pp. A1-A55. U. S. Geological Survey, Reston, VA, United States.
- Miller, R. T., et Delin, G. N. (1994a). Cyclic injection, storage, and withdrawal of heated water in a sandstone aquifer at St. Paul, Minnesota; Analysis of thermal data and nonisothermal modeling of short-term test cycles, pp. 70. U. S. Geological Survey, Reston, VA, United States.
- Miller, R. T., et Delin, G. N. (1994b). Cyclic injection, storage, and withdrawal of heated water in a sandstone aquifer at St. Paul, Minnesota; Field observations, preliminary model analysis, and aquifer thermal efficiency, pp. 55. U. S. Geological Survey, Reston, VA, United States.
- Molz, F. J., Parr, A. D., et Andersen, P. F. (1981). Thermal energy storage in a confined aquifer; second cycle. *Water Resources Research* **17**, 641-645.
- Molz, F. J., Parr, A. D., Andersen, P. F., Lucido, V. D., et Warman, J. C. (1979). Thermal energy storage in a confined aquifer; experimental results. *Water Resources Research* **15**, 1509-1514.
- Molz, F. J., Warman, J. C., et Jones, T. E. (1978). Aquifer storage of heated water; Part I, A field experiment. *Ground Water* **16**, 234-241.
- Morris, D. A., et Johnson, A. I. (1967). Summary of hydrological and physical properties of rock and soil material as analysed by the hydrologic laboratory of the U.S. Geological Survey 1948-1960. *USGS Water Supply Paper* **1839-D**, 42.
- Nagano, K., Mochida T., Shimakura, K. (2000). An experimental study on influences of a natural convection on Darcy's flow with a vertical temperature difference for the aquifer thermal energy storage. In "8th International Conference on Thermal Energy Storage, Terrastock 2000." (Hahne, E. W. P. et Benner, M., Ed.), pp. 111-116, Stuttgart, Allemagne.
- Nield, D. A., et Bejan, A. (1992). "Convection in porous media." Springer-Verlag, New-York.
- Noyer, M.-L. (1977). Simulation des transferts thermiques dans les aquifères. Conditions de validité des solutions analytiques. BRGM, Orléans.
- Ochifuji, K., Nakamura, M., Ikenaga, Y., et Kobata, T. (1988). Study on effect of long-term heat storage in an aquifer. In "4th International Conference on Energy Storage for Building Heating and Cooling, Jigastock' 88.", pp. 307-315. A.F.M.E., Versailles, France.
- Ochifuji, K., Nakamura, M., Yokoama, S., Hamada, Y., et Nagano, K. (1997). Study of heat storage in an aquifer in Hokkaido Rehabily using waste tires. In "7th International Conference on Thermal Energy Storage, Megastock' 97." (K. O. a. K. Nagano, Ed.), pp. 557-562, Sapporo, Japan.
- Ogata, A., et Banks, R. B. (1961). A solution of the differential equation of longitudinal dispersion in porous media. *U.S. Geol. Survey, Professional Paper* **411-A**, 7.

- Papadopoulos, S. S., et Larson, S. P. (1978). Aquifer storage of heated water; Part II, Numerical simulation of field results. *Ground Water* **16**, 242-248.
- Parriaux, A. (1981). "Contribution à l'étude des ressources en eaux du bassin de la Broye.", EPFL.
- Perrochet, P., et Tacher, L. (1997). Mathematical modeling of hydro-thermal processes in Mururoa Atoll, pp. 77. GEOLEP - EPFL, Lausanne.
- Prasad, V. (1986). Numerical study of natural convection in a vertical annulus with constant heat flux on the inner wall. *Int. J. Heat Mass Transfer* **29**, 841-853.
- Prasad, V., Kulacki, F. A., et Kulkarni, M. (1986). Free convection in a vertical, porous annulus with constant heat flux on the inner wall - experimental results. *Int. J. Heat Mass Transfer* **29**.
- Reading, H. G. (1986). "Sedimentary environments and facies." Blackwell Scientific Publications, Oxford a.o.
- Rubinstein, L. I. (1972). "Thermal effects in oil reservoirs." Nedra, Moscou.
- Saugy, B. (1990). SPEOS 7 ans après. *Gas Wasser Abwasser* **70**, 397-408.
- Saugy, B., et al., e. (1989). Rapport final SPEOS, 2ème étape. EPFL - IHE, Lausanne.
- Saugy, B., Graf, O., Ward, S., Germano, S., Recordon, E., Crottaz, R., Favrat, D., Colomb, J. M., Riedo, P. A., et Barben, J. P. (1991). Project SPEOS - Recent developments. In "5th International Conference on Thermal Energy Storage, Thermastock' 91.", pp. 1.17-1 - 1.17-6. NOVEM, Utrecht, The Netherlands, Scheveningen, The Netherlands.
- Saugy, B., Miserez, J. J., et Mathey, B. (1988). Stockage saisonnier de chaleur dans l'aquifère. Stockage pilote d'énergie par ouvrage souterrain (SPEOS)- Résultats de 5 ans de fonctionnement. In "4th International Conference on Energy Storage for Building Heating and Cooling, Jigastock' 88.", pp. 325-336. A.F.M.E., Versailles, France.
- Saugy, B., et Ward, S. (1994). SPEOS - Pilot project for the storage of heat energy underground. In "6th International Conference on Thermal Energy Storage, Calorstock '94." (M. T. K. a. P. D. Lund, Ed.), pp. 607-614. Helsinki University of Technology, Finland, Espoo, Finland.
- Sauty, J. P. (1981). "Du comportement thermique des reservoirs aquiferes exploites pour le stockage d'eau chaude ou la geothermie basse enthalpie." Bureau de Recherches Geologiques et Minieres, (BRGM), Paris, France.
- Sauty, J. P., Gringarten, A. C., et Landel, A. P. (1978). The effect of thermal dispersion on injection of hot water in aquifers. In "Second Invitational Well Test Symposium.", pp. 122-131, Lawrence Berkeley Laboratory, Berkeley, California.
- Sauty, J. P., Gringarten, A. C., Menjoz, A., et Landel, P. A. (1982). Sensible energy storage in aquifers; 1, Theoretical study. *Water Resources Research* **18**, 245-252.
- Snijders, A. L. (2000). Lessons from 1000 ATEs projects - The developments of aquifer storage in the Netherlands. In "8th International Conference on Thermal Energy Storage, Terrastock 2000." (Hahne, E. W. P. et Benner, M., Ed.), pp. 147-152, Stuttgart, Allemagne.
- Spitz, K., et Moreno, J. (1996). "A practical guide to groundwater and solute transport modeling." Wiley, New York.
- Tsang, C. F., Buscheck, T., et Doughty, C. (1981). Aquifer thermal energy storage; a numerical simulation of Auburn University field experiments. *Water Resources Research* **17**, 647-658.
- van de Weiden, M. (1994). ATEs project at the University of Utrecht: recent experiences and consequences for water treatment. In "International Symposium on Aquifer Thermal Energy Storage Conference

- Tuscaloosa, AL, United States. Nov. 14-16, 1994.", pp. 149-158, The University of Alabama, Tuscaloosa, USA.
- van Elswijk, R. C., Drijver, B., Jellema, I., Willemsen, A., (2000). Optimization of well field configurations for Aquifer Thermal Energy Storage. *In "8th International Conference on Thermal Energy Storage, Terrastock 2000."* (Hahne, E. W. P. et Benner, M., Ed.), pp. 105-110, Stuttgart, Allemagne.
- van Loon, L. J. M., et Paul, A. (1991). Aquifer thermal energy storage at the State University of Utrecht, The Netherland. *In "5th International Conference on Thermal Energy Storage, Thermastock' 91."*, pp. 1.3-1 - 1.3-7. NOVEM, Utrecht, The Netherland, Scheveningen, The Netherlands.
- van Loon, L. J. M., et van der Heide, K. (1992). High-temperature ATES at the university of Utrecht, the Netherlands. *In "Proceedings of the 27th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference."*, pp. 73-76. SAE, Warrendale, PA, USA, San Diego, CA, USA.
- Walton, M., et al., e. (1991). The University of Minnesota Aquifer Thermal Energy Storage (ATES) Field Test Facility - system description, aquifer characterisation and results of short-term cycles: PNL-7720. Prepared by Minnesota Geological Survey, St. Paul, Minn., for Pacific Northwest Lab., Richland, Wash.
- Walton, M. S. (1986). University of Minnesota aquifer heat storage. *STES-Newsletter* **8**, 1-7.
- Willemsen, A. (1992). PHREEQM-2D: a computer model to calculate geochemical reactions during transport of groundwater; model description and application to the Utrecht University ATES. *In "Proceedings of the 27th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference."*, pp. 4.115-4.124. SAE, Warrendale, PA, USA, San Diego, CA, USA.
- Willemsen, A., et van der Weiden, M. J. J. (1991). Heat losses and groundwater chemistry of the Utrecht University ATES. *In "5th International Conference on Thermal Energy Storage, Thermastock' 91."*, pp. 4.12-1 - 4.12-7. NOVEM, Utrecht, The Netherland, Scheveningen, The Netherlands.
- Winqvist, G., et Hyden, H. (1976). Heat transfert in groundwater. V.B.B special report, 02.76.1, Stockholm.



ANNEXES



ANNEXE A: Modèles simples en régime permanent (§ 4.2.1)

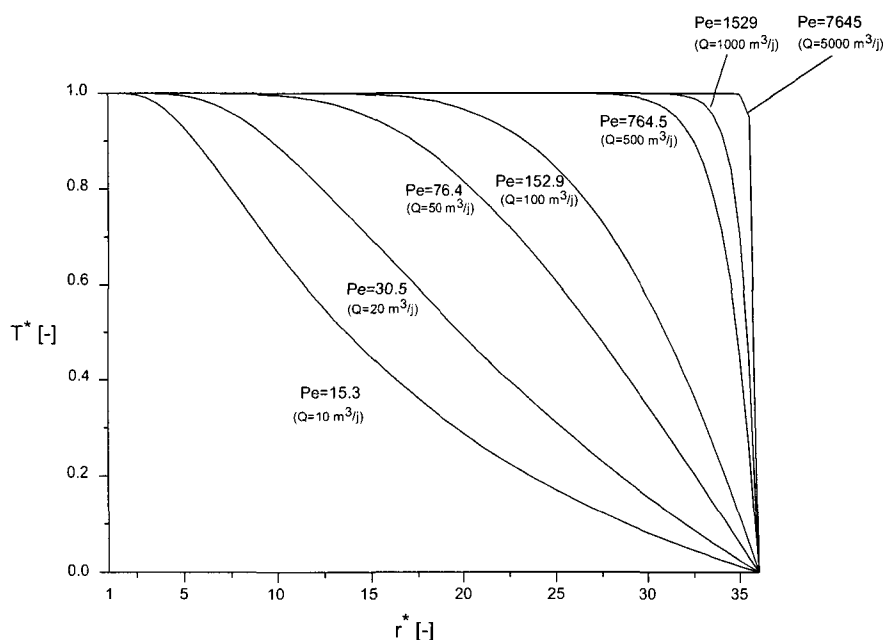


Figure A.1: Coupes de température en fonction de r^* pour un stock "petit" de $195'000\text{m}^3$, système sphérique.

Exemple d'utilisation: A une distance du puits $r^* = 20$ et pour $Pe = 76.4$ (soit $50\text{m}^3/\text{j}$ pour les paramètres de référence du tableau 4.3), on trouve $T^* \cong 0.5$. Cela signifie que la température maximale à cette distance du puits vaut la moitié de $(T_{im}-T_0)+T_0$ pour un tel stock.

On observe également qu'au-delà d'un nombre de Péclet d'environ 30, (soit $20\text{m}^3/\text{j}$ pour les paramètres de référence du tableau 4.3), le stock accroît rapidement sa température dans les grands rayons.

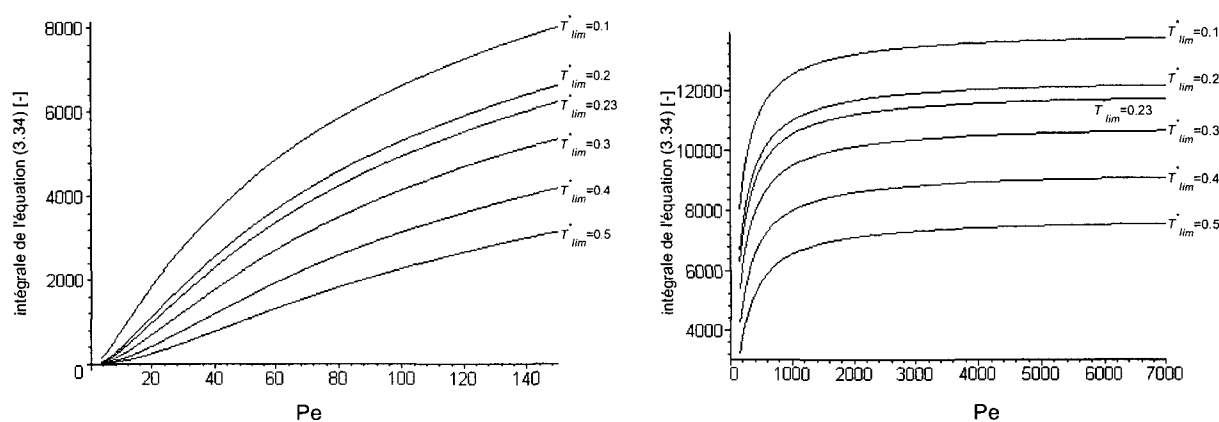


Figure A.2: Energies stockées représentées par le volume du stock à plus de T_{lim}^* , en fonction de différentes gammes de Pe. Stock "petit" de $195'000\text{m}^3$, en système sphérique.

Exemple d'utilisation: Pour $Pe=100$ (soit environ $65\text{m}^3/\text{j}$ avec les paramètres du tableau de référence 4.3) et $T_{lim}^* = 0.23$, l'intégrale de l'équation (3.34) vaut environ 4'800. Avec les paramètres de référence du tableau 4.3 et $T_{im}=80^\circ\text{C}$ et $T_0=15^\circ\text{C}$ le terme $4\pi(\rho c)_a r_0^3 (T_{im} - T_0)$ vaut alors $2.33\text{E}+9\text{J}$. L'énergie stockée représentée par le volume à plus de 30°C représente donc $1.12\text{E}+13\text{J}$. C'est l'énergie maximale utilisable que peut contenir un tel stock.

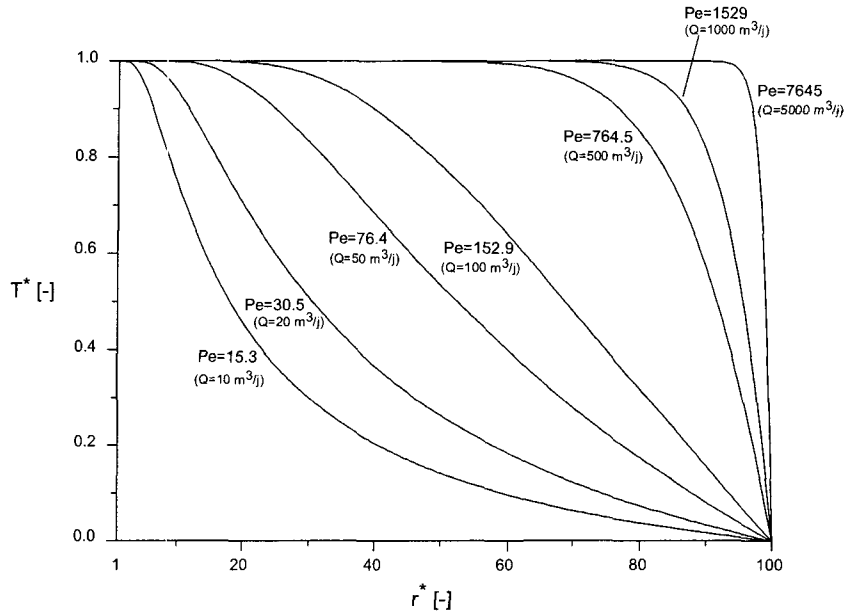


Figure A.3: Coupes de température en fonction de r^* pour un stock "grand" de $4'200'000\text{m}^3$, système sphérique.

Exemple d'utilisation: A une distance du puits $r^* = 20$ et pour $Pe = 76.4$ (soit $50\text{m}^3/\text{j}$ pour les paramètres de référence du tableau 4.3), on trouve $T^* \cong 0.95$. Cela signifie que la température maximale à cette distance du puits vaut $0.95 \cdot (T_{im} - T_0) + T_0$ pour un tel stock.

On observe également qu'au-delà d'un nombre de Péclet d'environ 70, (soit environ $50\text{m}^3/\text{j}$ pour les paramètres de référence du tableau 4.3), le stock accroît rapidement sa température dans les grands rayons.

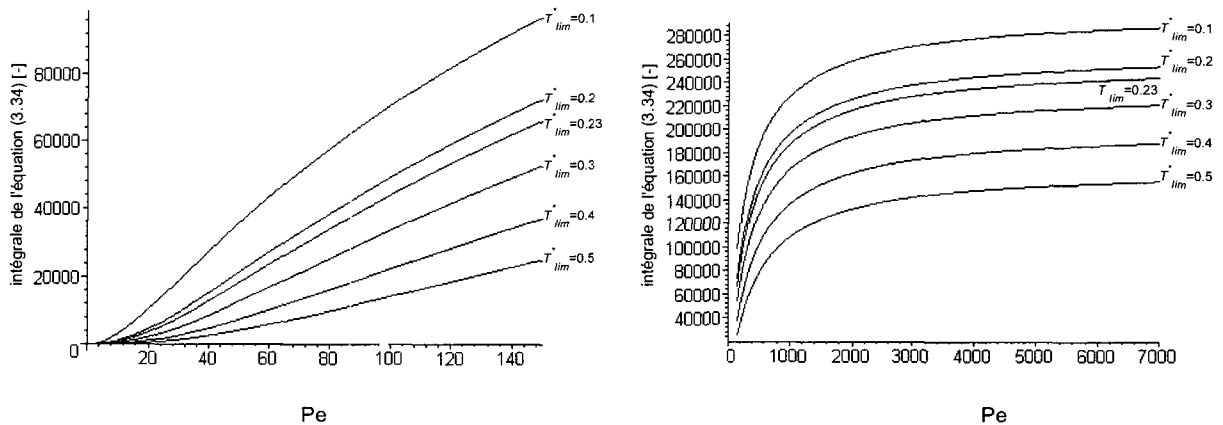


Figure A.4: Energies stockées représentées par le volume du stock à plus de T_{lim}^* en fonction de différentes gammes de Pe. Stock "grand" de $4'200'000\text{m}^3$, en système sphérique.

Exemple d'utilisation: Pour $Pe=100$ (soit environ $65\text{m}^3/\text{j}$ avec les paramètres du tableau de référence 4.3) et $T_{lim}^* = 0.23$, l'intégrale de l'équation (3.34) vaut environ $44'000$. Avec les paramètres de référence du tableau 4.3 et $T_{im}=80^\circ\text{C}$ et $T_0=15^\circ\text{C}$ le terme $4\pi(\rho c)_a r_0^3 (T_{im} - T_0)$ vaut alors $2.33\text{E}+9\text{J}$. L'énergie stockée représentée par le volume à plus de 30°C représente donc $1.03\text{E}+14\text{J}$. C'est l'énergie maximale utilisable que peut contenir un tel stock. Elle est multipliée d'un facteur 10 par rapport au cas "petit".

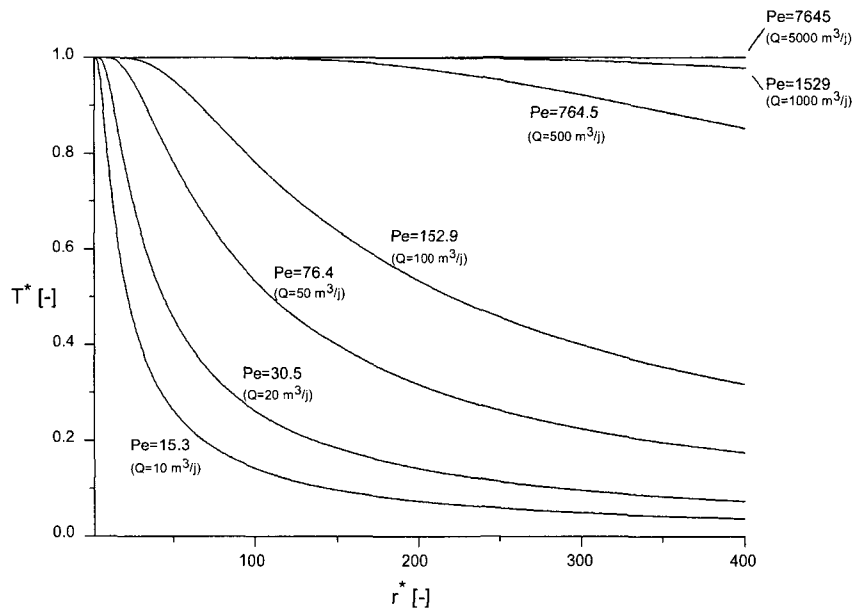


Figure A.5: Coupes de température en fonction de r^* pour un stock "infini", en système sphérique.

Exemple d'utilisation: se référer au cas A.1

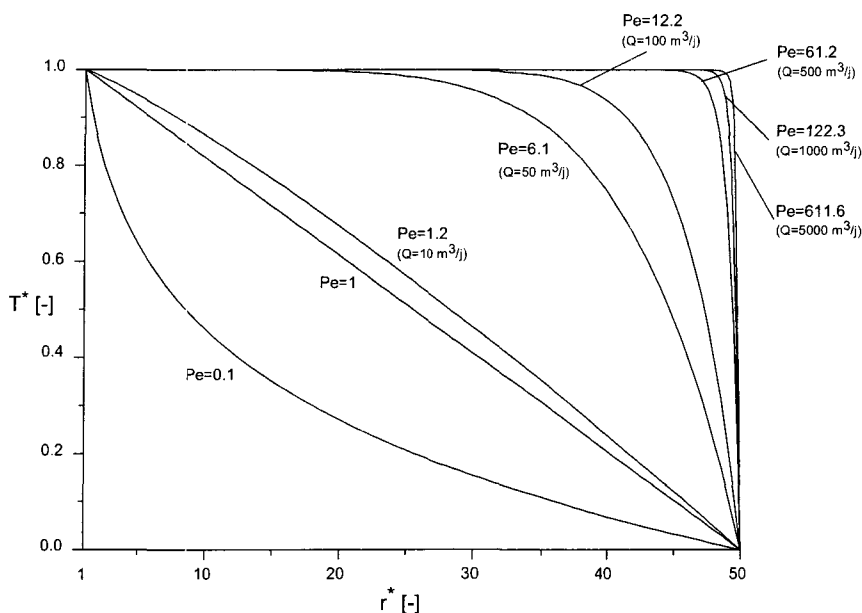


Figure A.6: Coupes de température en fonction de r^* pour un stock "petit" de $195'000\text{m}^3$, système **cylindrique**.

Exemple d'utilisation: A une distance du puits $r^* = 20$ et pour $Pe = 6.1$ (soit $50\text{m}^3/\text{j}$ pour les paramètres de référence du tableau 4.3), on trouve $T^* \cong 1$. Cela signifie que la température à cette distance du puits vaut T_{in} pour un tel stock

On observe également qu'au-delà d'un nombre de Péclet de 1, (soit un peu moins de $10\text{m}^3/\text{j}$ pour les paramètres de référence du tableau 4.3), le stock accroît rapidement sa température dans les grands rayons.

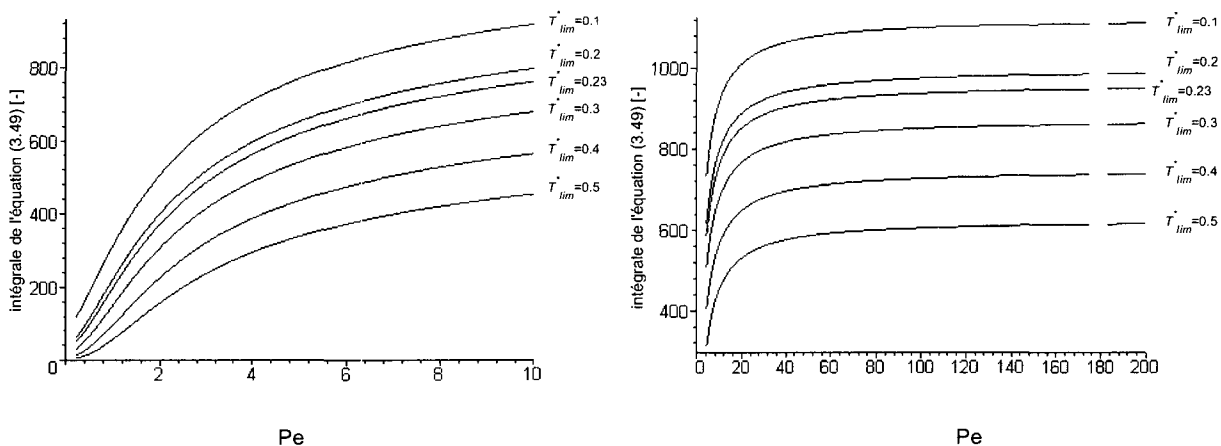


Figure A.7: Energies stockées représentées par l'eau à plus de T_{lim} , en fonction de différentes gammes de Pe. Stock "petit" de $195'000\text{m}^3$, en système **cylindrique**.

Exemple d'utilisation: Pour $Pe=8$ (soit environ $65\text{m}^3/\text{j}$ avec les paramètres du tableau de référence 4.3) et $T_{lim}^* = 0.23$, l'intégrale de l'équation (3.49) vaut environ 700. Avec les paramètres de référence du tableau 4.3 et $T_{in}=80^\circ\text{C}$ et $T_0=15^\circ\text{C}$ le terme $2\pi(\rho c)_o hr_0^2(T_{in} - T_0)$ vaut alors $2.916\text{E}+10\text{J}$. L'énergie stockée représentée par le volume à plus de 30°C représente donc $2.04\text{E}+13\text{J}$. C'est deux fois plus que le cas sphérique de même taille (Figure A.2)

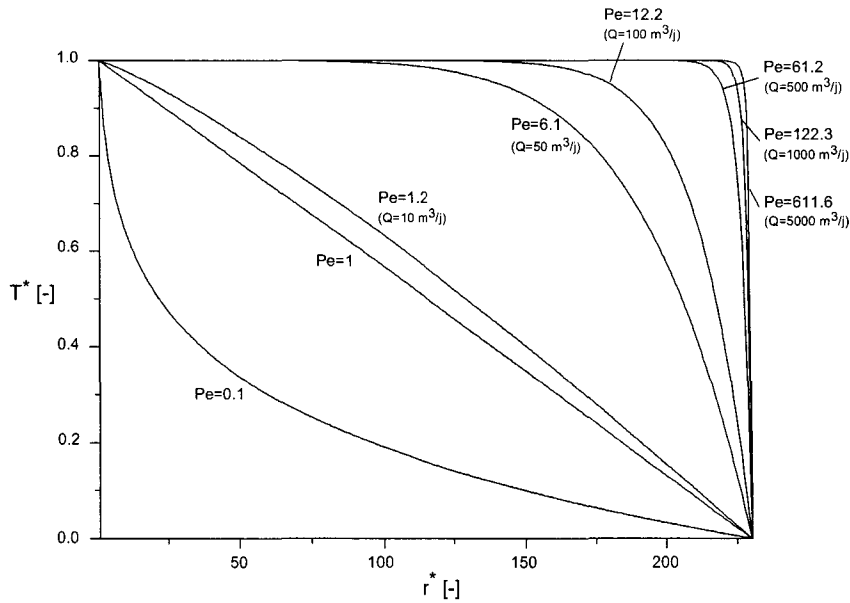


Figure A.8: Coupes de température en fonction de r^* pour un stock "grand" de $4'200'000\text{m}^3$, système cylindrique.

Exemple d'utilisation: A une distance du puits $r^* = 20$ et pour $Pe = 6.1$ (soit $50\text{m}^3/\text{j}$ pour les paramètres de référence du tableau 4.3), on trouve $T^* = 1$. Cela signifie que la température à cette distance du puits et pour un tel stock vaut T_{in} .

On observe également qu'au-delà d'un nombre de Péclet de 1, (soit un peu moins de $10\text{m}^3/\text{j}$ pour les paramètres de référence du tableau 4.3), le stock accroît rapidement sa température dans les grands rayons.

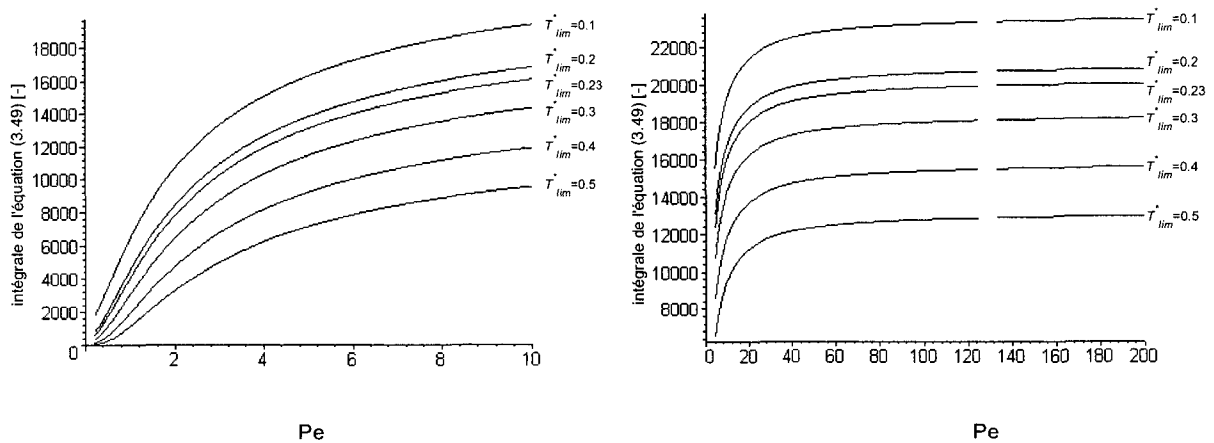


Figure A.9: Energies stockées représentées par l'eau à plus de T_{lim} , en fonction de différentes gammes de Pe. Stock "grand" de $4'200'000\text{m}^3$, en système cylindrique.

Exemple d'utilisation: Pour $Pe=8$ (soit environ $65\text{m}^3/\text{j}$ avec les paramètres du tableau de référence 4.3) et $T_{lim}^* = 0.23$, l'intégrale de l'équation (3.49) vaut environ 16'000. Avec les paramètres de référence du tableau 4.3 et $T_{in}=80^\circ\text{C}$ et $T_0=15^\circ\text{C}$ le terme $2\pi(\rho c)_a hr_0^2(T_{in} - T_0)$ vaut alors $2.916\text{E}+10\text{J}$. L'énergie stockée représentée par le volume à plus de 30°C représente donc $4.041\text{E}+14\text{J}$. C'est l'énergie maximale utilisable que peut contenir un tel stock. C'est quatre fois plus que le sphérique de même taille (Figure A.4) et 20 fois plus que le cas cylindrique "petit" (figure A.7)

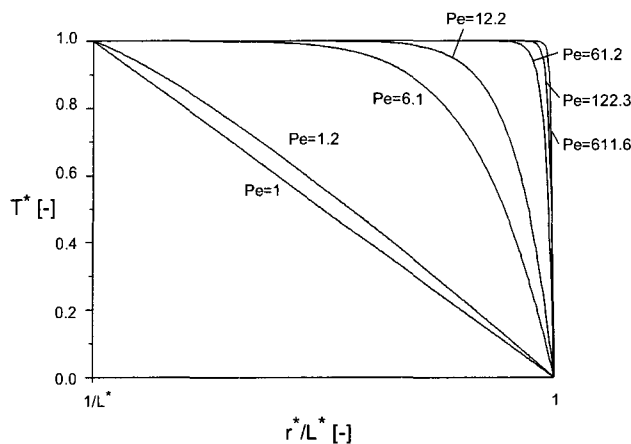


Figure A.10: Coupes de température en fonction de r^*/L^* pour $L^* \geq 20$ et $Pe \geq 1$, système cylindrique.

Influence de r_0 sur l'énergie du stock à plus de T_{lim} : exemple

On réutilise l'exemple figurant en note de la figure A.2:

Système sphérique "petit" ($L=36\text{m}$), débit d'injection: $50\text{m}^3/\text{j}$, paramètres de référence du tableau 4.3.

→ Avec $r_0=1$, on calcule: $Pe=76.4$ et $L^*=36$.

On utilise l'abaque A.2 et on trouve environ: $9.32\text{E}+12\text{J}$

Cette solution peut également s'obtenir en résolvant numériquement les équations (3.33) et (3.34). On trouve alors: $9.55\text{E}+12\text{J}$.

→ Avec $r_0=5$, on calcule: $Pe=15.29$ et $L^*=7.2$.

L'intégrale de l'équation (3.34) est alors multiplié par 5^3 .

On trouve: $9.48\text{E}+12\text{J}$

(L'abaque A.2 n'est pas utilisable)

L'écart n'est que de 0.7 %.

ANNEXE B: Modèles simples en régime transitoire (§4.2.2)

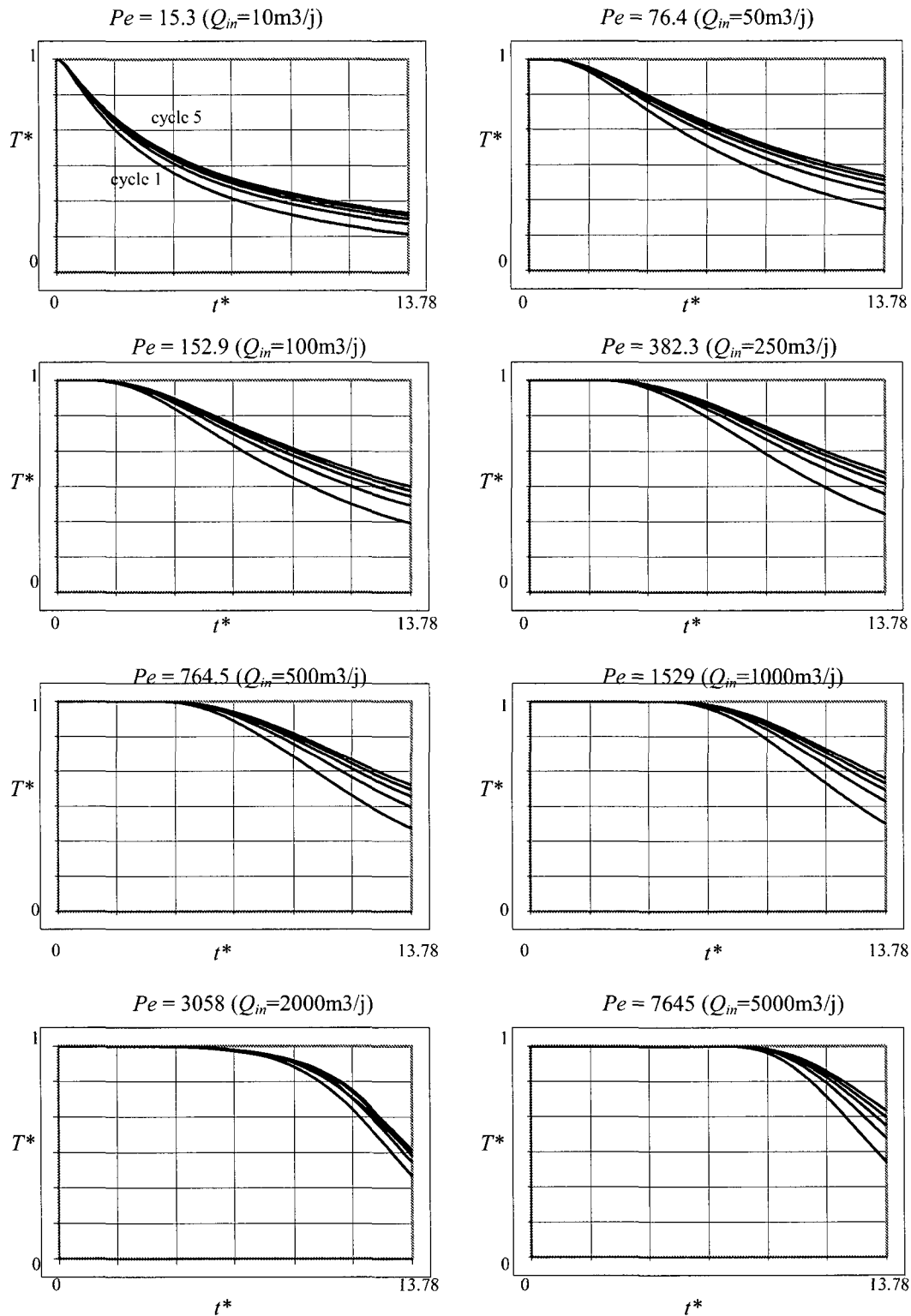


Figure B.1: Courbes de restitution de température à la crépine en phase de décharge pour 5 cycles. Système sphérique. Le débit d'injection (identique à celui de soutirage) auquel correspond le nombre de Péclet avec les paramètres de référence du tableau 4.3 figure entre parenthèses. Avec ces mêmes paramètres de référence, le temps de soutirage adimensionnel $t^* = 13.78$ correspond à une durée de 180 jours.

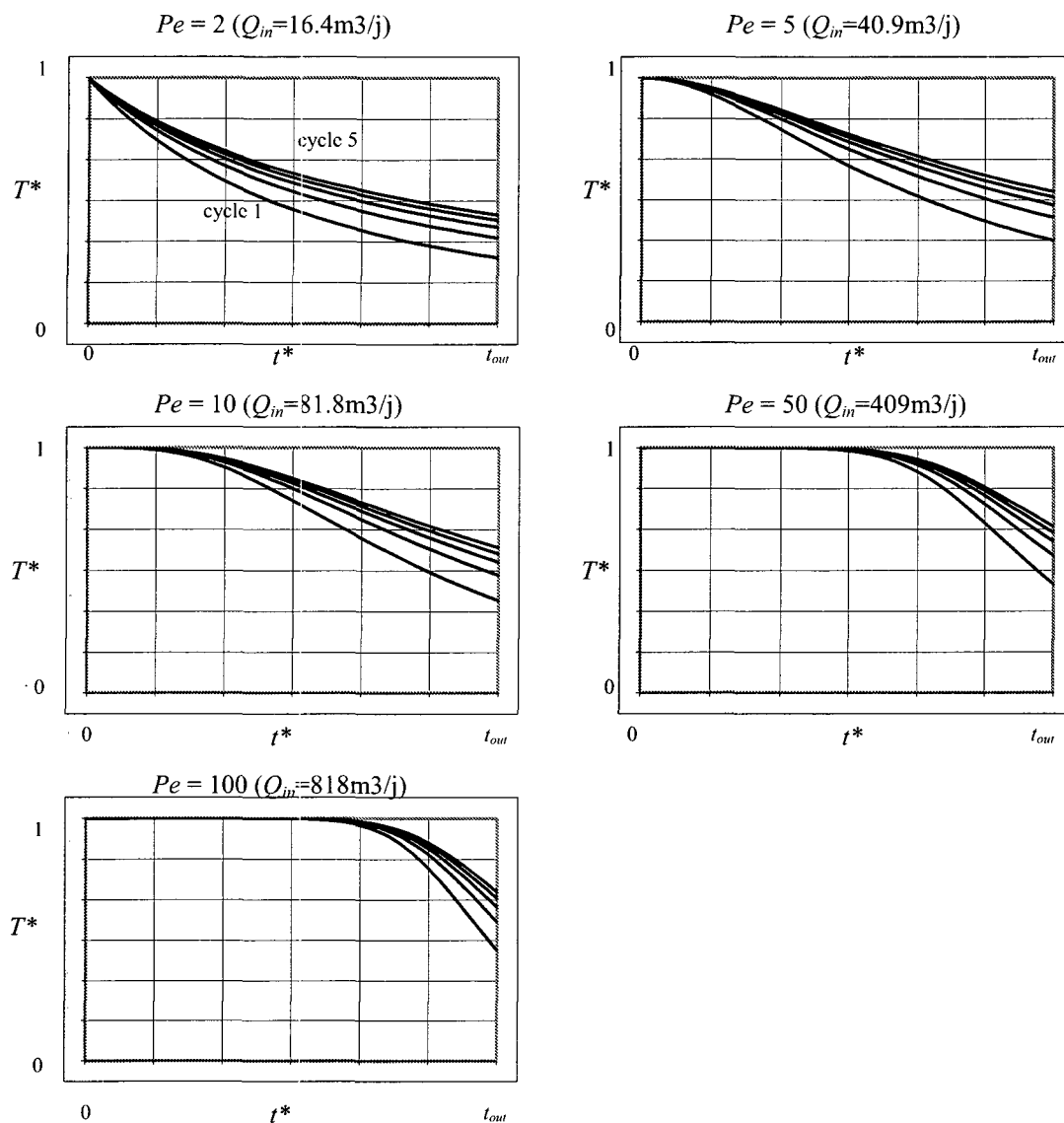


Figure B.2: Courbes de restitution de température à la crépine en phase de décharge pour 5 cycles. Système cylindrique. Le débit d'injection (identique à celui de soutirage) auquel correspond le nombre de Péclet avec les paramètres de référence du tableau 4.3 figure entre parenthèses. Contrairement au système sphérique, la durée du cycle est indépendante de ces résultats (§4.2.2.2).

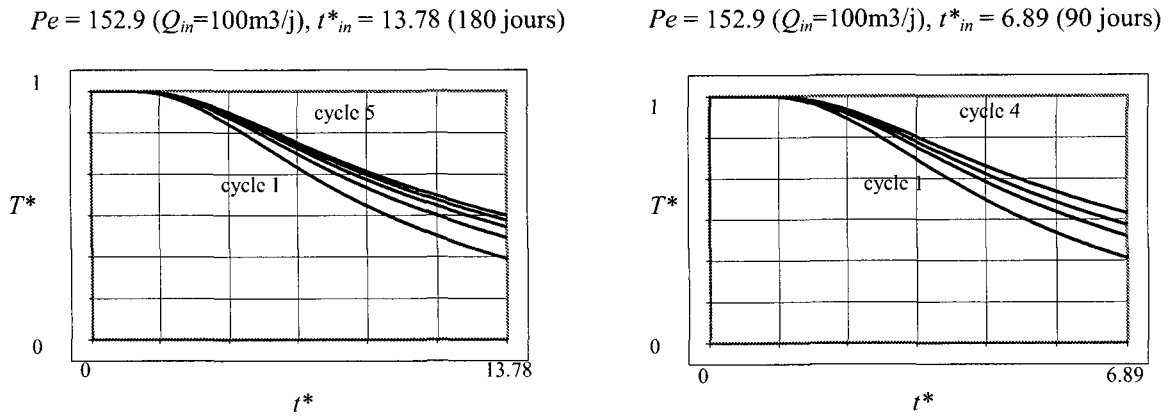


Figure B.3: Exemple de variation de durée de cycle en système **sphérique**: température à la crépine en phase de soutirage. Le cycle de durée 6.89 [-] possède des températures de restitution légèrement plus élevées.

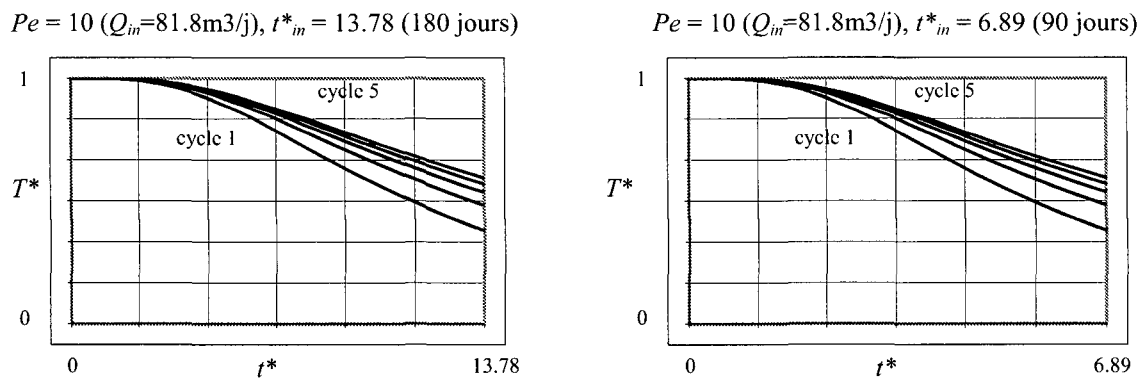


Figure B.4: Exemple de variation de durée de cycle en système **cylindrique**: température à la crépine en phase de soutirage. Les deux cas, d'une durée de cycle différente, possèdent les mêmes courbes de température en fonction du temps de décharge.



ANNEXE C: Taille des domaines et maillages utilisé pour les simulations 2D axisymétriques du § 4.4

Les domaines de simulation 2D axisymétrique utilisés au § 4.4.2 ont été réutilisés pour toutes les simulations des § suivants. Chaque couple $h - Q_m$ possède son propre domaine, sauf lorsqu'il a pu être utilisé pour un ou plusieurs débits différents.

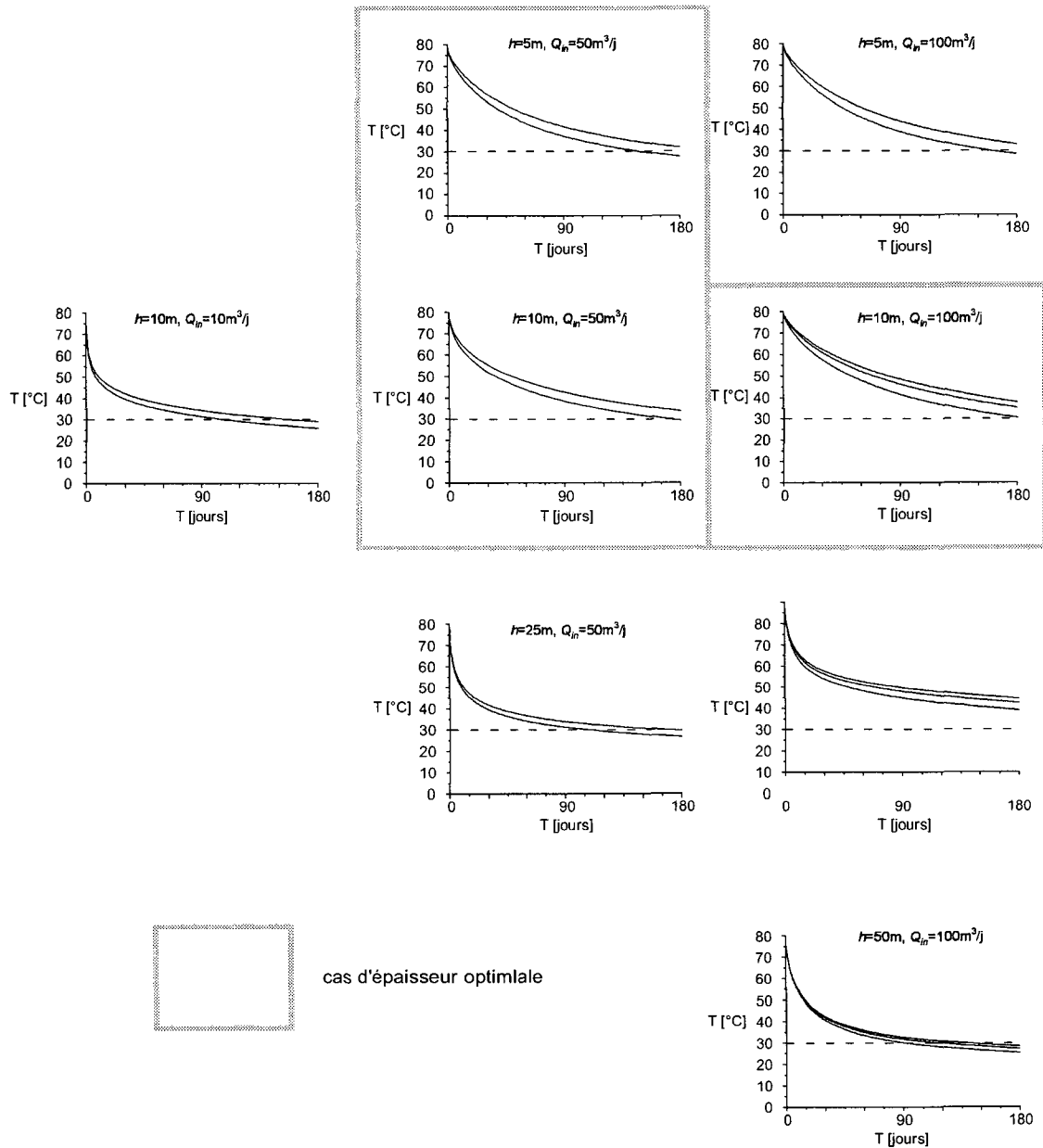
Couple	épaisseur de l'aquifère [m]	épaisseur de l'éponte supérieure [m]	épaisseur de l'éponte inférieure [m]	épaisseur totale [m]	extension horizontale	Rayon du puits [m]	Nombre de cellules
$h=5m \ Q=50m^3/j$	5	30	20	55	125	0.5	22'000
$h=5m \ Q=100m^3/j$	5	30	20	55	125	0.5	22'000
$h=5m \ Q=500m^3/j$	5	30	20	55	250	0.5	36'000
$h=10m \ Q=10m^3/j$	10	30	20	60	100	0.2	24'000
$h=10m \ Q=50m^3/j$	10	30	20	60	100	0.2	24'000
$h=10m \ Q=100m^3/j$	10	30	20	60	100	0.2	24'000
$h=10m \ Q=500m^3/j$	10	30	20	60	250	0.5	48'000
$h=10m \ Q=1000m^3/j$	10	30	20	60	250	0.5	48'000
$h=10m \ Q=5000m^3/j$	10	30	20	60	250	0.5	48'000
$h=25m \ Q=50m^3/j$	25	40	35	100	100	0.2	20'000
$h=25m \ Q=100m^3/j$	25	40	35	100	100	0.2	20'000
$h=25m \ Q=500m^3/j$	25	40	35	100	100	0.2	20'000
$h=25m \ Q=1000m^3/j$	25	30	20	75	250	0.5	22'500
$h=25m \ Q=5000m^3/j$	25	30	20	75	250	0.5	22'500
$h=50m \ Q=100m^3/j$	50	30	20	100	100	0.2	20'000
$h=50m \ Q=500m^3/j$	50	30	20	100	100	0.2	20'000
$h=50m \ Q=1000m^3/j$	50	30	20	100	250	0.5	40'000
$h=50m \ Q=5000m^3/j$	50	30	20	100	250	0.5	40'000
$h=100m \ Q=500m^3/j$	100	30	20	150	200	0.5	50'000
$h=100m \ Q=1000m^3/j$	100	30	20	150	200	0.5	50'000
$h=100m \ Q=5000m^3/j$	100	30	20	150	200	0.5	50'000

Le domaine 3D est décrit au § 4.3.1.2.

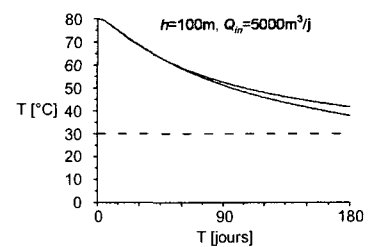
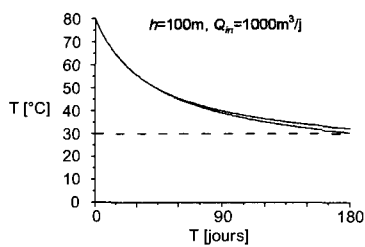
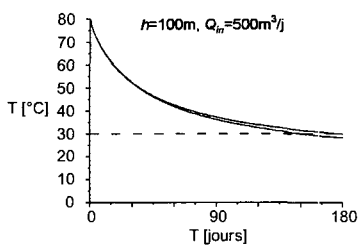
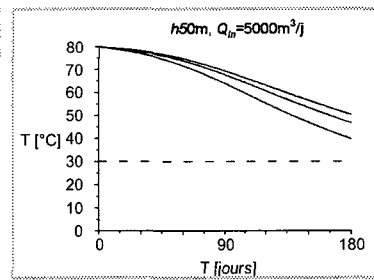
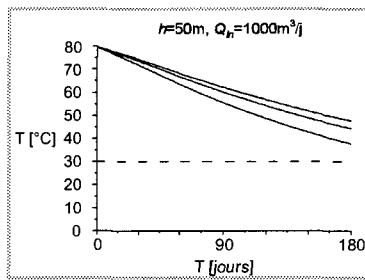
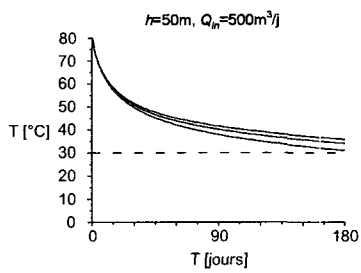
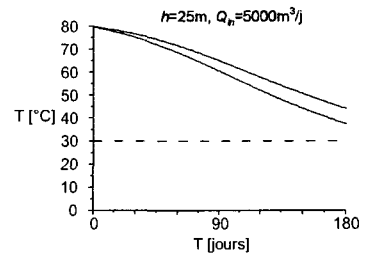
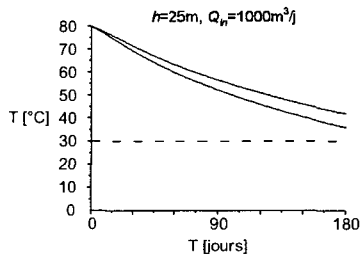
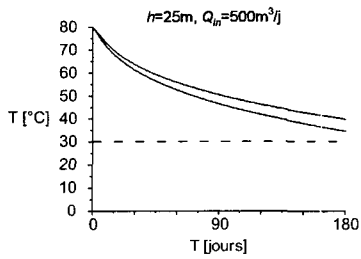
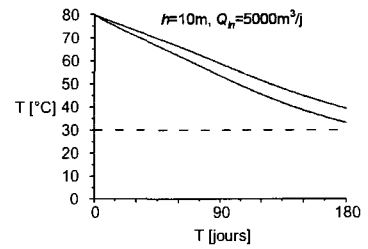
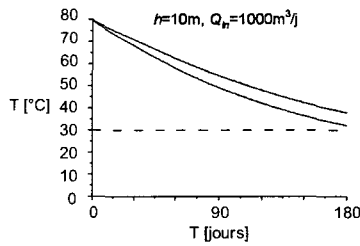
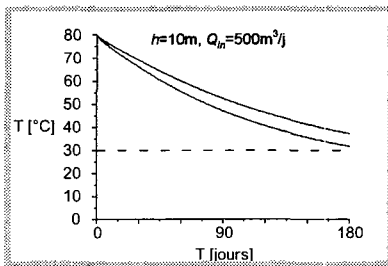
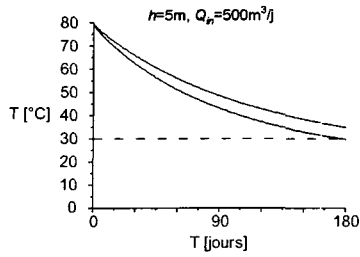


ANNEXE D: Températures de soutirage des problèmes de référence (§ 4.4.2)

Les figures sont organisées selon l'arrangement en colonnes (débits) et ligne (épaisseurs) de la figure 4.22. Elles se poursuivent sur la page suivante. Deux ou trois cycles sont représentés.



□



ANNEXE E: Modèle de Hellström et al. (1979) pour le calcul du basculement du front thermique

Hellström et al. (1979) ont développé des solutions analytiques et numériques afin de déterminer l'importance du basculement du front thermique par effets de densité et viscosité (cf. chap. 2).

De ces travaux, on peut dégager trois approches qui nous intéressent: (1) basculement du front sans conduction forcée (stable front solution), (2) basculement sous conduction forcée (forced-convection tilting) en géométrie 2D plan et (3) en géométrie axisymétrique. Ce dernier cas doit être résolu numériquement.

On a séparé ici ces trois approches et on en présente brièvement les démarches et les résultats. Les équations présentées sont numérotées selon le système des auteurs. On mentionne parfois des équations qui ne figurent pas ici: leurs numéros fait également appel à ceux des auteurs.

La notation utilisée n'est pas celle du reste de ce document: à nouveau, il s'agit de celle des auteurs. Ainsi, on a défini le contraste de conductivité par: $\kappa = K_v/K_h$. Dans cette annexe, il faut lire: $\kappa = \sqrt{\frac{K_v}{K_h}}$.

De même, l'épaisseur de l'aquifère est notée H . La liste des symboles utilisés figure à la fin de cette annexe.

1. Front vertical sans conduction forcée: vitesse initiale de basculement.

Parmi 6 cas (géométrie ou conditions limites) considérés, 5 nous intéressent. Il s'agit des cas (notation des auteurs):

- (A): Plan infini
- (B): Plan semi-infini
- (C): Plan semi-infini avec potentiel hydraulique imposé
- (E): Cylindre
- (F): Plan infini avec front thermique diffusé

Pour chaque cas (A)-(F) les auteurs déterminent le flux horizontal d'eau $q_f = f(k, \rho_0, \rho_1, \mu_0, \mu_1, H, z, D)$ passant à travers le front thermique par effets de densité et viscosité (formules 18 à 23'). En supposant ce flux symétrique sur une demi-hauteur d'aquifère (flux total nul), on peut l'intégrer sur cette longueur et, supposant un front rectiligne, obtenir le taux angulaire de basculement du front:

$$w_t = \frac{8}{H^2} \frac{C_w}{C} \int_0^H q_f(z) dz \quad (12)$$

Ce qui donne le "temps de basculement": $t_0 = \frac{1}{w_t}$

L'intégration de $q_f(z)$ (pour chaque cas (A)-(F)) est aisée. Hellström et al. fournissent trois figures (16-18), pour différentes valeurs de $\beta = \mu_1/\mu_0$, qui permettent de comparer w_t , pour chaque cas à celui du cas (A) (appelé w_0). Généralement la vitesse angulaire de basculement est inférieure pour les cas (C), (E), (F) à celle du cas (A), excepté pour les valeurs de $\frac{\kappa l}{H}$ inférieures à 0.7 (cas C) et pour les β élevés (cas E). On peut donc se contenter de calculer $t_0 = 1/w_0$ pour le cas (A), puisque l'on se trouve alors généralement du côté de la sécurité, et éventuellement le corriger à l'aide des figures 16-18 (*).

Pour le cas A, on trouve la solution:

$$t_0 = \frac{1}{w_t} = \frac{HC}{\kappa C_w K} \frac{\pi^2 (\mu_0 + \mu_1)}{32G(\rho_0 - \rho_1)g} \quad (27)$$

que l'on peut écrire:

$$t_0 = \frac{\eta HC}{\kappa C_w K} 1.2e-6 \quad (29)$$

avec $\eta=f(T_0, T_1)$ déterminé à l'aide de la formule 28 des auteurs, du tableau de la figure 15 de ces mêmes auteurs ou (pour $T_0=10^\circ\text{C}$ uniquement) de la figure 1 de cette annexe.

(*) Note: Dans notre cas (injection par puits unique) on superpose les schémas (C) (potentiel imposé) et (E) (axisymétrie). Le potentiel n'étant imposé que sur une petite surface (paroi du puits), on est pas plus proche de (C) que de (B) (limite gauche étanche), et l'effet d'axisymétrie (E) est prépondérant (Sauty, 1981, p.73).

2. Basculement avec conduction forcée (Cas A)

Sous un régime de convection forcée, l'angle de basculement pour le cas (A) se calcule de la sorte:

$$\text{tg}(\alpha(t)) = \frac{1 - e^{-\frac{(\gamma+f_1)\kappa}{f_1 + \gamma} t}}{\frac{(\gamma+f_1)\kappa}{f_1 + \gamma} t} \quad (88)$$

valable tant que $\kappa \text{tg}(\alpha) < 2$, et où:

$$f_1 = 0.235 \quad (73)$$

$$\gamma = \frac{Q_1}{\kappa q_0 H} \frac{\beta - 1}{\beta + 1} = \frac{Q_1}{\kappa K g H} \frac{\mu_0 - \mu_1}{\rho_0 - \rho_1} = \frac{32G}{\pi^2} \frac{\beta - 1}{\beta + 1} \frac{Q_1 C_w t_0}{H^2 C} \quad (76,77,78)$$

$$\text{(avec } q_0 = \frac{K(\rho_0 - \rho_1)g}{\mu_0 + \mu_1} \quad (9) \quad \text{et } \beta = \frac{\mu_0}{\mu_1} \quad (24))$$

Cette expression s'exprime également sous la forme:

$$\frac{t}{t_0} = \frac{1}{(\gamma + f_1)\kappa} \ln \left(\frac{1 + \text{tg}(\alpha)\kappa\gamma}{1 - \text{tg}(\alpha)\kappa f_1} \right) \quad (82)$$

qui est présentée sous forme d'abaque (fig. 23 Hellström et al., fig. 4.3 Sauty (1981)) avec:

$$S = \frac{t}{t_0} \kappa \quad s = \text{tg}(\alpha)\kappa \quad (75)$$

Note: Q_1 représente le débit injecté dans l'aquifère infini plan, en $[\text{m}^3/\text{ms}]$. Pour le calcul des cas axisymétriques, Sauty (1981) (p. 124) propose de le calculer par rapport au rayon thermique¹.

$$Q_1 = VH = \frac{Q}{\sqrt{2\pi R_{th}}} \quad [\text{m}^2/\text{s}]$$

avec: Q : débit injecté au puits $[\text{m}^3/\text{s}]$

$$R_{th} = \left(\frac{C_w}{C} \frac{Qt}{\pi H} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{: rayon thermique d'un stock axisymétrique [m]}$$

¹ Cette méthode permettant de s'affranchir d'une résolution numérique (cf. § 3 de cette annexe) a été testée. Elle surévalue l'angle de basculement de 10 à 20% par rapport à la solution en "vrai" système cylindrique (tests réalisés sur les problèmes de référence, §4.4.2 – solution après 180 jours d'injection).

3. Basculement avec conduction forcée (Cas axisymétrique (E) – Domaine plan fini (B) – Front diffusé (F))

On rajoute en deux temps trois "effets" que l'on avait déjà observé pour le chapitre sans convection forcée (1):

- front diffusé (F)
- région chaude finie (B) ou axisymétrie (E)

L'équation (88) est la solution de l'équation différentielle suivante:

$$\frac{d}{dt} \operatorname{tg}(\alpha) = \frac{1}{t_0} f_1(\operatorname{tg}(\alpha) \kappa) \left[1 + \frac{Q_1}{q_0 H} \frac{\beta - 1}{\beta + 1} \operatorname{tg}(\alpha) \right] \quad (74)$$

où la fonction f_1 est donnée par la figure 22 et le tableau II des auteurs ($f_1 \cong 1 - f_1 s$ pour $0 \leq s \leq 2$).

Pour trouver la solution analytique (88), il faut de nombreuses manipulations mathématiques, qui ne sont plus possibles dans les cas que l'on va étudier. Hellström et al. montrent alors leur influence sur l'équation (78), qui devra être résolue par des méthodes numériques.

▪ Front diffusé

L'équation (78) devient:

$$\frac{d}{dt} \operatorname{tg}(\alpha) = \frac{1}{t_0} f_1(\operatorname{tg}(\alpha) \kappa) \left[f_D \left(\frac{\kappa D}{H} \right) + \frac{Q_1}{q_0 H} \frac{\beta - 1}{\beta + 1} \operatorname{tg}(\alpha) \right] \quad (92)$$

Où $f_D(\kappa D/H)$ est donné par la courbe F de la figure 16. L'épaisseur du front D est une fonction du temps. Les auteurs proposent:

$$D = \sqrt{\frac{16}{\pi}} \sqrt{\frac{4\lambda t}{C}} \quad (95)$$

$$\text{avec : } \lambda = \lambda_0 + lV_T C \quad (94)$$

(λ_0 = conductivité thermique de l'aquifère, l = coefficient longitudinal de dispersivité thermique, V_T = vitesse du front thermique = conductivité thermique apparente)

Mais λ peut aussi être fonction du temps (V_T). Dans ce cas on prend une valeur moyenne "acceptable" de V_T , ou on prend la forme généralisée de (95):

$$D(t) = \sqrt{D_0^2 + \frac{64}{\pi C} \int_0^t \lambda(t') dt'} \quad (96)$$

donc si λ est constant dans le temps, on a: $D(t) = \sqrt{D_0^2 + \frac{64}{\pi C} \lambda t}$

▪ Domaine fini, cas plan (B) et axisymétrique (E)

L'influence des cas (B) est (E) sur le basculement du front sans convection forcée est donnée par les courbes (B) et (F) des figures 16 et 17. On appelle $f_B(\kappa L/H, \beta)$ cette fonction, selon le cas considéré (**Attention à l'écriture:** f_B peut s'appliquer au cas (B) comme au cas (E)).

f_B est fonction de la largeur L de la zone chaude, qui est fonction de t :

Cas plan:
$$L(t) = L(0) + \int_0^t \frac{C_w Q(t')}{CH} dt' \quad (\text{Q [m}^3/\text{ms]})$$
 (97)

Cas axisymétrique:
$$L^2(t) = L^2(0) + \frac{1}{\pi} \int_0^t \frac{C_w Q(t')}{CH} dt' \quad (\text{Q [m}^3/\text{s]})$$

Si $Q(t)$ est constant dans le temps, on a bien:

$$L(t) = L(0) + \frac{C_w Q}{CH} t \quad \text{et} \quad L^2(t) = L^2(0) + \frac{C_w Q}{\pi} t$$

L'équation (74) devient alors:

$$\frac{d}{dt} \text{tg}(\alpha) = \frac{1}{t_0} f_1(\text{tg}(\alpha)\kappa) \left[f_D \left(\frac{\kappa D}{H} \right) + \frac{Q_1}{q_0 H} \frac{\beta-1}{\beta+1} \text{tg}(\alpha) \right] f_B \left(\frac{\kappa L}{H}, \beta \right) \quad (98)$$

t_0 est donné par (27)

f_D est donnée par la courbe F de la figure 16

$D(t)$ est donnée par les équations (94) à (96)

f_B est donnée par la courbe B ou E pour deux valeurs de β aux figures 16 et 17.

L est donné par (97)

Il faut résoudre (98) par une méthode numérique.

Lorsque la méthode de Hellström et al. a été utilisée dans cette étude, on a choisit de ne pas tenir compte de l'effet du front diffusé (cf. chap. 4 de cette annexe). On a donc résolu:

$$\frac{d}{dt} \text{tg}(\alpha) = \frac{1}{t_0} f_1(\text{tg}(\alpha)\kappa) \left[1 + \frac{Q_1}{q_0 H} \frac{\beta-1}{\beta+1} \text{tg}(\alpha) \right] f_B \left(\frac{\kappa L}{H}, \beta \right)$$

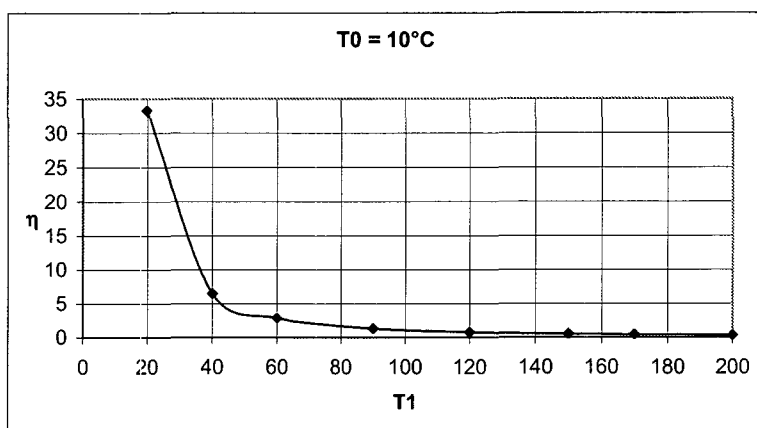


Figure 1: Valeurs de $\eta = f(T_0, T_1)$, pour $T_0 = 10^\circ\text{C}$

4. Remarques et conclusion pour cette étude.

- Cette méthode permet de connaître le basculement du front, en régime forcé ou en phase de repos, dû aux contrastes de densité et viscosité, mais pas de déterminer la formation de cellules de convection naturelle et le brassage des eaux froides et chaudes qui en découle.

- Elle n'est donc pas utile en soit puisque le modèle couplé utilisé dans l'étude paramétrique du chapitre 4.4 permet non seulement de traiter de tels phénomènes, mais également les écoulements fermés des cellules de convection naturelles. On a donc choisit de ne traiter avec la méthode de Hellström et al. que le cas sans front diffusé.

- Toutefois, cette méthode permet d'identifier les paramètres qui contrôlent le phénomène de basculement:

Avec le modèle de Hellström et al.(1979) le taux de basculement diminue lorsque l'épaisseur de l'aquifère augmente, ainsi que lorsque le débit ou la température d'injection diminuent.

On montre au chapitre 4.4 de cette étude que ces mêmes paramètres ont exactement l'effet inverse sur l'apparition de cellules de convection naturelle, excepté la température d'injection. Celles-ci sont favorisées par l'accroissement de l'épaisseur, la diminution du débit d'injection et l'augmentation de la température d'injection et du contraste de conductivité K_v/K_h ou.

5. Notation

C	capacité thermique volumique de l'aquifère	[J/m ³ K]
C_w	capacité thermique volumique de l'eau	[J/m ³ K]
D	épaisseur du front thermique	[m]
f_B	courbe B ou E, figures 16 à 18	[-]
f_D	courbe F, figure 16	[-]
f_t	fonction de basculement de base	[-]
$f_l = 0.235$		
G	constante de Catalan	[-]
g	accélération terrestre	[m/s ²]
H	épaisseur de l'aquifère	[m]
K	perméabilité horizontale	[m ²]
K'	perméabilité verticale	[m ²]
L	largeur de la région chaude (distance du front thermique au puits)	[m]
l	coefficient longitudinal de dispersivité	
Q_i, Q_i	débit d'injection	[m ³ /ms]
q_f	flux d'eau à travers le front thermique	[m/s]
q_0	flux d'eau caractéristique	[m/s]
$S(s, \gamma)$	intégrale de basculement	[-]
s	variable de basculement	[-]
T	température	[°C]
T_0	température de la région froide	[°C]
T_1	température de la région chaude	[°C]
t	temps	[s]
t_i	temps d'injection	[s]
$t_0 = 1/\omega_0$	temps de basculement caractéristique	[s]
V_T	vitesse du front thermique	[m/s]
z	coordonnée verticale	[m]
α	angle de basculement du front thermique	
β	rapport de viscosité	[-]
γ	paramètre de taux de pompage	[-]
η	fonction du temps de basculement	[-]
κ	contraste de perméabilité	[-]
λ	conductivité thermique de l'aquifère	[J/msK]

μ	viscosité dynamique de l'eau	[kg/ms]
μ_i	viscosité dynamique de l'eau à la température T_i	[kg/ms]
ρ	densité de l'eau	[kg/m ³]
ρ_i	densité de l'eau à la température T_i	[kg/m ³]
ω_i	taux angulaire de basculement	[s ⁻¹]
ω_0	taux de basculement caractéristique	[s ⁻¹]

6. Bibliographie

Hellström, G., C. F. Tsang, and J. Claesson, 1979, Heat storage in aquifers. Buoyancy flow and thermal stratification problems, Lund, Lund Institute of Technology, Department of Mathematical Physics.

Sauty, J. P., 1981, Du comportement thermique des réservoirs aquifères exploités pour le stockage d'eau chaude ou la géothermie basse enthalpie: Documents - B.R.G.M., v. 33: Paris, France, Bureau de Recherches Géologiques et Minières, (BRGM), 286 p.

ANNEXE F: Liste des conclusions du chapitre 4 (identification des processus dominants)

4.2.1 Modèles simples en régime permanent:

→ Conclusion 1

Le système sphérique permet de s'affranchir de la manipulation de l'épaisseur h de l'aquifère. Celle-ci est délicate en système cylindrique, puisqu'un stock de même volume peut voir son énergie stockée multipliée par 20 en changeant son épaisseur. Dans le but de définir les performances maximales d'un stock dont le volume maximal est donné, on préférera donc l'emploi du système sphérique.

→ Conclusion 2:

Un stock dont le volume d'aquifère est restreint, par des conditions limites de température T_0 , à environ $4'200'000\text{m}^3$ (soit $840'000\text{m}^3$ d'eau pour une porosité de 0.2) peut emmagasiner au maximum une énergie pour environ 16'000 personnes (avec les paramètres de référence du tableau 4.3). S'il est limité à $200'000\text{m}^3$ ($39'000\text{m}^3$ d'eau), ce nombre est de 750 personnes.

4.2.2 Modèles simples en régime transitoire:

→ Conclusion 3

L'avantage du système cylindrique réduit est qu'il est indépendant de la durée du cycle et du rayon r_0 du puits, son désavantage est qu'il est dépendant de l'épaisseur de l'aquifère. Le système sphérique n'est pas dépendant de l'épaisseur, mais les performances de ses stocks dépendent de la durée du cycle (une durée de cycle plus courte augmente le taux de récupération) et du rayon du puits.

→ Conclusion 4

Le calcul de taux de soutirage à l'aide des modèles simples décrits au § 3.2, s'il ne permet pas d'étudier des configurations différentes, par exemple par des débits d'injection et de soutirage distincts ou avec une phase de repos, sans avoir à reconduire les simulations numériques, possède toutefois les avantages suivants:

- regroupement des paramètres de l'aquifère en un seul terme (Pe)
- affranchissement des conditions d'exploitations de températures T_0 et T_{im} et calcul relativement aisé des taux de récupération pour différentes valeurs de T_{im} pour un même problème
- affranchissement de la durée du cycle en système cylindrique

→ Conclusion 5

Les résultats en système sphérique sont légèrement plus faibles qu'en système cylindrique, car ce dernier ne comporte pas de pertes thermiques par les épontes.

→ Conclusion 6

Il existe un taux de récupération maximal d'environ 65% avec les conditions d'exploitation de température utilisées. Ce taux est atteint pour des débits d'environ $1000\text{m}^3/\text{j}$.

→ Conclusion 7

L'amélioration des taux de récupération avec le nombre de cycles de charge – décharge est appréciable pour les systèmes à petits débits d'injection – soutirage (jusqu'à $100\text{m}^3/\text{j}$ environ.). 5 cycles permettent ainsi à un système à $50\text{m}^3/\text{j}$ de passer d'un taux de récupération de 39% à 48 %.

→ Conclusion 8

Pour des systèmes à débit d'injection – soutirage relativement élevé (plus de $2'500\text{m}^3/\text{j}$), la relation entre le débit et l'énergie déstockée est pratiquement linéaire. Pour des débits plus faibles la fonction est légèrement concave.

4.4.2 Modèles couplés - étude croisée selon Q_{in} et h :

→ Conclusion 9

Le phénomène de basculement du front thermique se produit dans tous les problèmes (couples) étudiés. Un taux de basculement important est favorisé par la diminution de l'épaisseur et/ou l'augmentation du débit. L'utilisation des solutions analytiques et numériques de Hellström et al. (1979) n'est pas possible car soit l'on se trouve hors du domaine de validité de ces solutions, soit l'apparition de cellules de convection naturelle sur une épaisseur importante de l'aquifère rendent les hypothèses de base de ces auteurs non-valables.

→ Conclusion 10

Des cellules de convection naturelle prennent place dans certains couples. Celles-ci sont favorisées par l'augmentation de l'épaisseur de l'aquifère et/ou la diminution du débit d'injection et de soutirage. Ces cellules provoquent d'importantes diminutions des températures du stock et, par la-même, des taux de récupération. Lorsque l'épaisseur du stock est trop faible ou que le débit d'injection est trop important, les pertes thermiques sont alors dues à la conduction de chaleur par les épontes du stock.

→ Conclusion 11

A une épaisseur h d'aquifère donnée correspond un **débit d'injection optimal**, qui constitue le meilleur équilibre entre les pertes par effet de densité-viscosité et les pertes par conduction par les épontes. Il fournit un **taux de récupération optimal**. Toutefois, ce débit optimal *ne constitue pas* le taux de récupération maximal, puisqu'il peut toujours être amélioré par un débit accru. La figure 4.33 montre comment, en reliant sur la figure 4.32 les épaisseurs optimales, on obtient la courbe des taux de récupérations optimaux en fonction de l'épaisseur de l'aquifère (le tracé précis de cette courbe n'est cependant pas possible en raison du manque de cas).

→ Conclusion 12

A un débit d'injection donné correspond un **taux de récupération maximal**, lequel n'est atteignable qu'avec un aquifère **d'épaisseur optimale**. Ce taux de récupération est donné par la figure 4.35 et est approché par les abaques présentés au §4.2.2 (figures 4.10 et 4.11) en utilisant dans le nombre de Péclet une conduction thermique apparente calculée par la vitesse du flux hydraulique à la position du front thermique lorsque la moitié du volume est injectée.

4.4.3 Modèles couplés – sensibilité aux températures d'injection :

→ Conclusion 13

L'accroissement de la température d'injection diminue les taux de récupération des stocks possédant des cellules de convection naturelle, car une température d'injection minimale est fixée. Elle favorise les taux de récupération des stocks sans cellules de convection naturelle pour autant que cela n'en crée pas et que la température limite de récupération soit suffisamment élevée (!). Avec les conditions d'exploitation utilisées, celle-ci doit être supérieure à 17-20°C environ. Plus cette température limite d'utilisation est élevée, plus l'augmentation de la température d'injection sera bénéfique pour le taux de récupération.

→ Conclusion 14

La température d'injection se comporte sur le stock de la même manière que l'épaisseur de l'aquifère pour un débit de charge donné: il y a une température optimale pour un couple $h-Q_{in}$ donné. Une température trop faible diminue le taux de récupération, tandis qu'une température trop élevée installe des cellules de convection naturelle.

→ Conclusion 15

Il semble inutile de tenter de "récupérer" les petits systèmes –en terme de débit d'injection- en jouant sur la température: le gain dû à une diminution serait trop faible pour les systèmes subissant la convection naturelle, tandis qu'un accroissement de la température à 120°C, s'il permet une amélioration sensible, n'atteint un taux de récupération que de 35% environ (6^{ème} cycle).

4.4.4 Modèles couplés – sensibilité aux conductivités et aux contrastes de conductivité:

→ Conclusion 16

La diminution de la conductivité horizontale K_h dans la gamme de valeurs de 10^{-3} à 10^{-5} m/s, ou du contraste de conductivité κ de 1 à 0.1 augmente toujours le taux de récupération des problèmes. Toutefois, cette augmentation n'est appréciable que lorsqu'elle permet de supprimer des cellules de convection naturelle de cas qui y sont soumis, ce qui arrive dans plusieurs couples $h-Q$.

→ Conclusion 17

La diminution de la conductivité horizontale K_h ou du contraste de conductivité κ permet de disposer d'une gamme d'épaisseurs optimales plus large que dans les problèmes constituant la grille de base. L'augmentation de ces paramètres a l'effet contraire et l'épaisseur h devient un facteur critique pour contrôler l'apparition de cellules de convection naturelle

→ Conclusion 18

Les stocks sans cellules de convection naturelle allongés verticalement sont plus performants que ceux allongés horizontalement, en raison de la surface de contact réduite avec les épontes. La diminution de la conductivité horizontale K_h ou du contraste de conductivité κ accroît ainsi l'épaisseur optimale. Celle-ci correspond toutefois toujours à un stock de forme compacte.

→ Conclusion 19

Pour obtenir un taux de récupération au deuxième cycle de 30% au moins il faut:

- avec un débit de 100m³/j: une conductivité horizontale inférieure à $5 \cdot 10^{-5}$ m/s ($\kappa=1$) ou 10^{-4} m/s ($\kappa=0.1$)
- avec un débit de 500m³/j: une conductivité horizontale inférieure à $5 \cdot 10^{-4}$ m/s.
- avec un débit de 1'000m³/j: une conductivité horizontale de 10^{-3} m/s est suffisante.

Et pour obtenir un taux de récupération de 40% au moins il faut:

- avec un débit de 100m³/j: ce taux n'est pas atteignable
- avec un débit de 500m³/j: une conductivité horizontale inférieure à $5 \cdot 10^{-5}$ m/s ($\kappa=1$) ou 10^{-4} m/s ($\kappa=0.1$)
- avec un débit de 1'000m³/j: une conductivité horizontale inférieure à 10^{-4} m/s ($\kappa=1$) ou $5 \cdot 10^{-4}$ m/s ($\kappa=0.1$)

Note: un taux supérieur à 50% est atteint avec un débit de 5'000m³/J (grille de base: $K_h=10^{-4}$ m/s et $\kappa=1$) (§**Erreur ! Source du renvoi introuvable.**) ou avec une injection à 100°C et 100m³/j (§**Erreur ! Source du renvoi introuvable.**).

4.4.5 Modèles couplés – sensibilité aux fréquences d'injection:

→ Conclusion 20

Dans les problèmes traités, l'injection en pulses journaliers à température et débits constants (I2) ne diminue que faiblement les performances des stocks qui ne possèdent pas de cellules de convection naturelle en phase de charge sans pulses (I1).

Dans le cas contraire, les taux de récupération sont améliorés car l'augmentation du débit d'injection permet de supprimer les cellules de convection naturelle durant les 8 heures d'injection quotidienne. Les résultats sont toutefois plus faibles que ceux des cas sans convection naturelle.

→ Conclusion 21

Pour les cas sans cellules de convection naturelle, l'injection en pulses à température constante et débit variable (I4) permet des performances sensiblement identiques au cas à température et débits constants.

Par contre, l'injection à température variable et débits constant (I3) diminue fortement les taux de récupération, par diminution de la température maximale dans le stock (moyenne de la température maximale et minimale d'injection).

4.4.6 Modèles couplés – sensibilité à la phase de repos:

→ Conclusion 22

Des cellules de convection naturelle apparaissent dans tous les problèmes étudiés en phase de repos. Ces mouvements sont toutefois très lents dans les problèmes qui ne présentent pas de telles cellules en phase de charge (10^{-2} à 10^{-4} m/j dans les zones où les vitesses sont les plus élevées). Lorsque le problème présente des cellules de convection en phase de charge, le phénomène persiste en phase de repos. Les vitesses sont alors de l'ordre de 10^{-1} à 10^{-2} m/j.

→ Conclusion 23

Dans les problèmes étudiés sans convection naturelle, la diminution de la durée d'injection de 180 à 120 jours à laquelle s'ajoutent les pertes conductives en phase de repos créent une baisse du taux de récupération de 20%, ce qui correspond à 46% d'énergie soutirée en moins.

→ Conclusion 24

Sans cellules de convection naturelle, la diminution du taux de récupération lors d'un cycle de 120 jours d'injection et 60 jours de charge par rapport à un cycle de 180 jours de charge sans phase de repos est due pour moitié aux pertes par conduction durant la phase de repos et pour moitié à la réduction de la durée de la charge.

4.4.7 Modèles couplés – sensibilité au régime de soutirage:

→ Conclusion 25

Dans les problèmes étudiés, le scénario de soutirage le plus favorable en terme de taux de récupération est un débit constant une fois et demie supérieur au débit de charge. (Au premier cycle uniquement, plus l'accroissement du débit de soutirage est important, plus il est favorable).

→ Conclusion 26

En terme d'optimisation de la puissance à disposition, le scénario le plus favorable est toutefois un débit croissant lors de la décharge. Le scénario précis est différent pour chaque problème, mais les taux de récupération restent sensiblement identiques à ceux obtenus avec un débit de décharge constant et égal à celui de la charge.

4.4.8 Modèles couplés – systèmes en doublet et écoulement naturel:

→ Conclusion 27

Les performances d'un stock en doublet peuvent s'exprimer, du point de vue des bilans énergétiques, de différentes manières. On a défini ici:

- le *taux de récupération* η , utilisé pour les stocks à puits unique, est purement le reflet de la quantité d'énergie que l'on soutire du stock lors de la phase de décharge (soit en hiver). Cette notion se rapporte donc surtout à l'*utilisation* du stock.

- le *rendement* v , qui exprime en outre l'énergie à fournir au stock durant la phase de charge pour atteindre un certain niveau énergétique à l'injection. Cette notion se rapporte donc également au dimensionnement de la *source* d'énergie du stock (p.ex. capteurs solaires).

Ces deux notions sont complémentaires. Le rendement ne saurait être utilisé comme seul critère de performance car des stocks, par exemple, avec des puits très rapprochés montrent un rendement élevé, mais ne fournissent que peu d'énergie à l'utilisateur (et à un niveau de température faible).

Le taux de récupération permet de comparer tout types de stocks puisque seule l'énergie fournie par le stock et prise en compte. Elle ne tient par contre pas entièrement compte du dimensionnement de la source d'énergie.

→ **Conclusion 28**

Une faible distance entre les puits d'un doublet augment le rendement de celui-ci, mais diminue son taux de récupération. Si la distance s'accroît, ces deux valeurs tendent vers des valeurs constantes.

→ **Conclusion 29**

Il y a écoulement naturel optimum qui favorise un *rendement* maximum du stock. Cet écoulement doit se faire dans le sens du puits chaud vers le puits froid. Sa valeur dépend notamment de la distance entre les puits et du débit d'injection - soutirage.

Toutefois, le *taux de récupération* n'est optimum que lorsque l'écoulement naturel est nul.

→ **Conclusion 30**

Des températures d'injection élevées sont préférables à un plus grand débit pour une même quantité d'énergie fournie au stock. Toutefois, un accroissement du débit doit être préféré dans les cas soumis à la convection naturelle.

ANNEXE G: Liste des principaux symboles utilisés

(L = unité de longueur, T = unité de temps, M = unité de masse, Θ = unité de température)

Symboles latins

d	distance entre les puits (doublet)	[L]
E	énergie	[ML ² /T ²]
E_{stock}	énergie stockée	[ML ² /T ²]
E_T	énergie stockée par rapport à la température T	[ML ² /T ²]
F	facteur de formation (4.5)	[-]
g	accélération terrestre (3.2)	[L/T ²]
H	charge hydraulique (3.16)	[L]
H_0	charge hydraulique arbitraire de référence (3.10)	[L]
h	épaisseur de l'aquifère (§ 4.1.1.5)	[L]
\mathbf{I}	tenseur de Kroneker (3.5)	[-]
\mathbf{K}_0	tenseur de conductivité hydraulique à la température de référence T_0 (3.22)	[L/T]
\mathbf{k}	tenseur de perméabilité (3.2)	[L ²]
K_h	conductivité hydraulique horizontale à T_0 (4.1)	[L/T]
K_v	conductivité hydraulique verticale à T_0 (4.1)	[L/T]
k	perméabilité (4.5)	[L ²]
L	longueur (3.30), (3.45)	[L]
m	rapport du volume des pores et de la surface totale de l'interface solide-pores (4.5)	[L]
P	puissance	[ML ² /T]
p	pression de pore du fluide (3.2)	[M/LT ²]
Pe	nombre de Péclet (3.28), (3.36), (3.41), (3.46)	[-]
Q_{BE}	terme source exprimant l'extension de l'approximation de Boussinesq (3.21)	[1/T]
Q	débit	[L ³ /T]
Q_{in}	débit de charge du stock	[L ³ /T]
Q_{out}	débit de décharge du stock	[L ³ /T]
\mathbf{q}	flux de Darcy (3.2), (3.22)	[L/T]
R_{th}	rayon thermique (4.11)	[L]
r	coordonnée en système radial et cylindrique (3.27), (3.46)	[L]
r_0	rayon du puits (3.27), (3.46)	[L]
S_s	coefficient d'emménagement spécifique (3.21)	[1/L]
T	température	[Θ]
T_0	température initiale de l'aquifère, température de référence (§ 4.1.2.1)	[Θ]
T_{in}	température d'injection	[Θ]
T_{lim}	température minimale de retour pour l'utilisateur (§ 4.1.2.3)	[Θ]
t	temps	[T]
t_{in}	durée d'injection	[T]
t_r	durée de repos	[T]
t_{out}	durée de décharge	[T]
\mathbf{v}	vitesse de pore (3.5)	[L/T]
v_n	vitesse d'écoulement de la nappe (vitesse de pore)	[L/T]
z	élévation (3.16)	[L]

Symboles grecs

α	angle de basculement (annexe E)	[-]
α_L	coefficient longitudinal de dispersivité thermique (3.5)	[L]
α_T	coefficient transversal de dispersivité thermique (3.5)	[L]
$\bar{\beta}$	coefficient d'expansion volumétrique thermique du fluide (constant) (3.9)	[1/ Θ]

$\bar{\beta}'$	coefficient d'expansion volumétrique thermique du fluide modifié (variable) (3.13)	[1/Θ]
ϕ	porosité (4.4)	[-]
$\bar{\gamma}$	coefficient de compressibilité du fluide (3.9)	[1/L]
η	taux de récupération (4.14)	[-]
κ	contraste des conductivité hydraulique (4.3)	[-]
λ_a	conductivité thermique du milieu poreux (3.6)	[ML/T ³ Θ ¹]
λ_l	conductivité thermique de la phase fluide (3.5)	[ML/T ³ Θ ¹]
λ_s	conductivité thermique de la phase solide (3.5)	[ML/T ³ Θ ¹]
λ'_a	tenseur hydrodynamique de conduction et dispersion thermique (3.5)	[ML/T ³ Θ ¹]
λ''_a	conductivité thermique apparente (4.8)	[ML/T ³ Θ ¹]
μ	viscosité dynamique du fluide (3.7)	[M/LT]
μ_0	viscosité dynamique de référence du fluide, à la température de référence T_0 (3.7)	[M/LT]
ρ	masse volumique	[M/L ³]
ρ_0	masse volumique de référence du fluide, à la température T_0 et à la charge H_0 (3.10)	[M/L ³]
$(\rho c)_a$	capacité thermique volumique du milieu poreux (3.4)	[M/LT ² Θ]
$(\rho c)_l$	capacité thermique volumique de la phase fluide (3.4)	[M/LT ² Θ]
$(\rho c)_s$	capacité thermique volumique de la phase solide (3.4)	[M/LT ² Θ]
τ	tortuosité (4.5)	[-]
v	rendement (4.19)	[-]
Υ	coefficient de compressibilité du squelette rocheux (3.15)	[1/L]

Indices

a	milieu poreux
l	phase liquide
s	phase solide
in	phase de charge (injection) du stock
r	phase de repos
out	phase de décharge du stock

Exposants

*	paramètre adimensionnel
---	-------------------------

Abréviation

AB/TR	Schéma de prédiction-correction 'forward Adams-Bashforth/backward Trapezoid Rule'
ATES	Aquifer Thermal Energy Storage (stockage d'énergie thermique en aquifère)
C.I.	Condition Limite (ou condition de bord)
C.L.	Condition Initiale
FEFLOW	Finite Element subsurface FLOW system

Curriculum Vitae

Stéphane Dupasquier

né le 2 février 1971
de nationalité Suisse

FORMATION

- 1987-91 Gymnase, type C, Collège St-Michel de Fribourg
Certificat de maturité fédérale et cantonale
- 1991-96 Géologie-Minéralogie à l'Université de Fribourg
Diplôme en Géologie – Minéralogie
- 1997-98 Cycle postgrade en Géologie appliquée à l'ingénierie et à l'environnement, à l'École
Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL)
Certificat de spécialisation
- 1998-2000 Assistant-doctorant au Laboratoire de Géologie (Geolep) de l'École Polytechnique
Fédérale de Lausanne (EPFL).